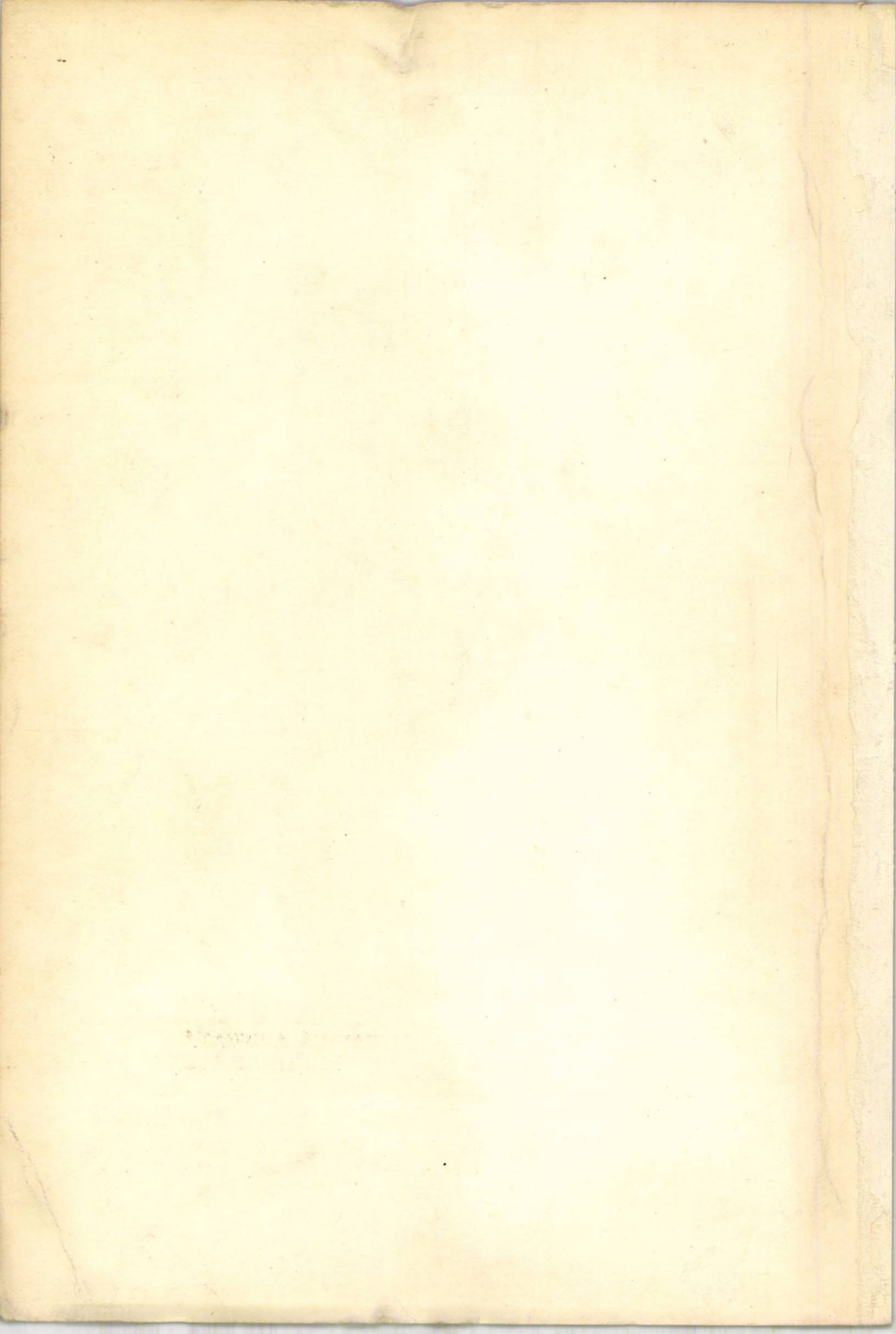


E 4524

BULETINUL
UNIVERSITĂȚII
DIN BRAȘOV

Seria A MECANICĂ APLICATĂ
CONSTRUCȚII DE MAȘINI

Vol. XIV • 1972



L:083012

BULETINUL UNIVERSITĂȚII DIN BRAȘOV

SERIA A
Mecanică aplicată — Construcții de mașini
Vol. XIV

1972

COLEGIUL DE REDACȚIE :

prof. dr. doc. șt. **Radu C. Bogdan**
(președinte), conf. **Eugen Chiș**, prof.
ing. **Ion Coșereanu**, conf. dr. ing.
Florea Dudiță, prof. dr. ing. **Ion**
Florescu, acad. prof. dr. doc. șt.
Emil G. Negulescu, prof. dr. **Ale-**
xandru Romanovici, prof. dr. ing. **Ion**
Stănescu, prof. dr. **Victor Stănescu**,
prof. dr. ing. **Marin Untaru**, prof.
dr. ing. **Gheorghe Ionescu** (redactor-
șef), asist. ing. **Dietmar Ehrlich**
(secretar)

COMITETUL DE REDACȚIE :

conf. dr. ing. **Dan Abăitancei**, șef lucr. dr. ing. **Sergiu**
Chiriacescu, prof. dr. ing. **Ioan Deutsch**, șef lucr. dr. ing.
Gheorghe Deliu, conf. dr. ing. **Ioan Drăghici** (redactor),
șef lucr. dr. ing. **Mircea Ivan**, șef lucr. ing. **Aurel Jula**
(secretar), prof. dr. ing. **Andrei Nicolaide**, șef lucr. dr. ing.
Simion Popescu, prof. dr. ing. **Leopold Sauer**, prof. dr.
ing. **Alexandru Todicescu**, prof. dr. ing. **Petre Tudoran**,
prof. dr. ing. **Vasile Vulcu**.

Materialele au fost primite la redacție în 15 februarie 1972.



S U M A R

MECANICĂ APLICATĂ

	Pag.
I. Coșereanu, I. Deutsch, M. C. Tofan, Gh. Pamfil : Contribuții la determinarea reacțiunilor în lagărele cu jocuri ale arborelui cotit	3
Gh. Deliu : Modelarea matematică a problemei stabilității mișcării automobilelor	11
A. Maniu, G. Memet, I. Ciobanu : Determinarea teoretică a forțelor la matrițarea inelelor de rulmenți pe presele automate tip „Hatebur“ AMP-30	19
I. Constantinescu, R. C. Balog : Determinarea eforturilor dinamice din lanțurile transportoarelor cu raclete prin metode grafice	29
P. Alexandru, S. Bobancu : Determinarea relațiilor de calcul ale forțelor din articulațiile și barele mecanismelor de direcție	39
A. Todicescu, V. Benche : Studiul stabilității supapelor	53
V. Benche : Cercetări cu privire la coeficientul de frecare în curgerea nestaționară a fluidelor incompresibile	61
L. Benche : Studiul autooscilațiilor de mică amplitudine ale motorului de execuție a transmisiei hidrostatice de putere	69
M. C. Tofan : Asupra unui model compozițional al rezervorului de gaze — condensat	77
V. Hoffmann : Considerații privind calculul transferului de căldură prin convecție în mașinile termice cu piston	91
V. Șova : Analiza metodei numerice pentru stări termice staționare	97
N. Veștemeanu : Radiația termică a suprafețelor neomogene	107
V. Hoffmann, N. Șerbănoiu : Determinarea gradului de neuniformitate al umplerii cilindrilor la motoarele policilindrice	113
A. Ionescu : Analiza unei legi de ardere suprapusă la motorul cu aprindere prin scînteie	119

ELECTROTEHNICĂ ȘI ELECTRONICĂ

A. Nicolaide : Ecuațiile câmpului electromagnetic într-un convertor magneto-hidrodinamic de curent continuu cu canal liniar și o pereche de electrozi	127
W. Szabo : Asupra măsurării unor caracteristici ale materialelor feromagnetice în regim de magnetizare mixtă	139
D. Bidian : Debitmetru magnetohidrodinamic diferențial fără contacte cu câmp mobil	145

	<u>Pag.</u>
<i>E. Dimboiu</i> : O schemă echivalentă a motorului asincron utilizată la motorul liniar cu cîmp mobil	151
<i>I. Matlac, I. Szekely, M. Cernat</i> : Transformatoare de impulsuri pentru comanda tiristoarelor	163
<i>Gh. Marga</i> : Arbore electric cu motoare principale asincrone și mașini auxiliare asincrone cu rotoarele în scurtcircuit în regim de frînare dinamică	171
<i>I. Țopa</i> : O metodă de determinare a unei scheme echivalente a motorului asincron cu recuperarea electrică a energiei de alunecare	181
<i>V. Pirvulescu, I. Țopa</i> : Generator pentru prelucrarea prin electroeroziune	193
<i>E. Micu, M. Calotă</i> : Studiul comportării motoarelor auxiliare ale locomotivelor electrice la variații mari ale tensiunii de alimentare	197
<i>M. Calotă, Gh. Marga</i> : Funcția de transfer a motorului asincron în regim de frînare dinamică	205
<i>I. Mărgineanu</i> : Programul de calcul al capacității serie în serviciu de supratensiune pentru un galet al unui transformator	213

CONSTRUCȚIA DE AUTOVEHICULE ȘI MAȘINI AGRICOLE

<i>D. Abăitancei</i> : Contribuții la calculul procesului de destindere în diagrama termodinamică	227
<i>T. Nagy</i> : Dependența între mișcarea aerului și compoziția gazelor de evacuare într-un motor diesel cu injecție directă	233
<i>Gh. Radu</i> : Influența injecției de benzină asupra emisiei unor substanțe nocive la motorul M-207	241
<i>Gh. Bobescu</i> : Studiul posibilităților de diminuare a nocivității gazelor de evacuare prin reducerea încălzirii amestecului în timpul admisiei	247
<i>F. Tănase</i> : Motor rapid cu distribuție prin cămașă rotitoare	259
<i>I. Drăghici, E. Chișu, A. Jula</i> : Studiul confortabilității autovehiculelor, utilizînd teoria funcțiilor de transfer	267
<i>V. Cîmpian, E. Ionescu, N. Seitz, M. Untaru</i> : Asupra stabilității autotrenurilor cu semiremorci, la deplasarea în curbe	275
<i>I. Deutsch, V. Olariu, M. C. Tofan</i> : Dinamica virajului staționar la limita de aderență ,	285
<i>V. Olariu</i> : Asupra calculului arcurilor semieliptice progresive	295
<i>S. Popescu</i> : Metodica și aparatura folosită la cercetarea experimentală a sarcinilor dinamice în transmisia tractoarelor pe roți	301
<i>E. Ionescu, S. Năstăsioiu, Gh. Pereș</i> : Îmbunătățirea calităților de tracțiune ale tractoarelor, la lucrările de transport prin utilizarea remorcilor active	311
<i>A. Jula, E. Chișu</i> : Studiul cinemtic al mecanismelor de direcție, cu diferențial central, ale vehiculelor pe șenile, cu ajutorul schemelor bloc	321
<i>Gh. Pereș</i> : Influența maselor agregatului asupra parametrilor de mișcare ai tractorului pe șenile	333

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ȘI TEHNOLOGIA PRELUCRĂRII MATERIALELOR

<i>Gh. Boncoi</i> : Influența factorilor tehnico-economici ai procesului tehnologic asupra mărimii unghiului de gol al camei-disc, utilizată în construcția de mașini-unelte automate (I)	347
---	-----

	Pag.
<i>E. Marga</i> : Influența erorii raportului de transmitere asupra preciziei de prelucrare a roților dințate pe mașinile de rectificat, acționate prin arbore electric	361
<i>A. Maniu</i> : Influența parametrilor tehnologici asupra regimului termic al matrițelor la matrițarea oțelului în stare lichidă	369
<i>I. Tureac</i> : Contribuții la cercetarea experimentală a rigidității preselor mecanice de tip deschis cu simplă acțiune	375
<i>V. Vulcu, I. Mărgineanu, C. Samoilă, G. Memet, Al. Constantinescu</i> : Contribuții la teoria pregătirii materialelor de formare în amestecătoarele cu role și determinarea parametrilor constructivi ai acestora	385
<i>Gh. Drăghici, Gh. Boangiu, D. Hollanda, I. Tureac, C. Bogdan</i> : Cercetări experimentale privind prelucrarea aliajelor de aluminiu pentru pistoane	391
<i>L. Sauer, M. Stroie, I. Popescu, N. Ivan</i> : Determinarea regimurilor de aşchiere optime la găurirea și alezarea aliajelor de aluminiu	399
<i>N. Ivan</i> : Programarea algoritmului simplex pe calculatoare electronice, în vederea calculului regimurilor optime de aşchiere	407
<i>Gh. Drăghici</i> : Dependența uzurii radiale a cuțitului de strung de deformarea lui termică	417
<i>Gh. Secară</i> : Contribuții la studiul preciziei de prelucrare la rectificarea rotundă exterioară cu forță reglată. Precizia formei	423
<i>I. Popescu</i> : Finisarea și durificarea suprafețelor cilindrice interioare prin vibro-rolare	433
<i>M. Ivan, Gl. Rusan</i> : Posibilități de mărire a preciziei prelucrării electrochimice	445
<i>Gh. Obaciu, M. Sc. R. Wertheim</i> : Contribuții la studiul determinării numărului de impulsuri active la E.D.M.	455
<i>I. Stănescu, S. Vasii, V. Șuteu</i> : Contribuții la determinarea de noi parametri privind ambutisarea adâncă a tablelor subțiri. Formarea festoanelor — un indice al ambutisării adânci	465
<i>P. Tudoran, I. Giacomelli, V. Popovici, D. Ehrlich, R. Cosma, H. Günd'sch</i> : Influența alierii cu azot asupra procesului de cementare a oțelului 21TMC12	475
<i>Gh. Ionescu, L. Scorobețiu, V. Popovici, D. Costescu</i> : Influența geometriei punctelor asupra rezistenței îmbinării tablelor subțiri, din aluminiu 99,5 % indigen, sudate electric prin presiune	483
<i>L. Scorobețiu</i> : Cercetări privind variația rezistenței electrice a miezului electrozilor tubulari pentru sudare	491
<i>P. Tudoran, V. Fiterău, E. Apetrei</i> : Influența încălzirii la 150°C asupra stabilității dimensionale și ovalității inelelor de rulmenți din oțel Rul1, supuse unor regimuri diferite de tratament termic	501

S U M M A R Y

APPLIED MECHANICS

	<u>Pag.</u>
<i>I. Coşereanu, I. Deutsch, M. C. Tofan, Gh. Pamfil</i> : Contributions to Determining the Reactions in Crankshaft Clearance Bearings	3
<i>Gh. Deliu</i> : Mathematical Modelling of the Problem of the Motion Stability of an Automobile	11
<i>A. Maniu, G. Memet, I. Ciobanu</i> : The Theoretical Determination of the Forces in Stamping Ball Races on AMP-30 „Hatebur“-type Automatic Press	19
<i>I. Constantinescu, R. C. Balog</i> : Determination of the Dynamic Thrusts in Scraper Chain-Conveyors by Graphical Methods	29
<i>P. Alexandru, S. Bobancu</i> : Determination of the Forces in the Articulations and Bars of the Steering Mechanisms	39
<i>A. Todicescu, V. Benche</i> : A study of the Stability of Valves	53
<i>V. Benche</i> : Investigations Concerning the Friction Coefficient λ for the Non-Steady Flow of Incompressible Fluids	61
<i>L. Benche</i> : A study of the Low-Amplitude Self-Oscillations of the Hydraulic Motor of the Hydraulic Power Gear	69
<i>M. C. Tofan</i> : On a Compositional Model of the Condensed-Gas Reservoir	77
<i>V. Hoffmann</i> : Considerations on the Calculation of Heat Transfer by Convection in Piston Combustion Engines	91
<i>V. Şova</i> : Analysis of the Numerical Method for Stationary Thermal States	97
<i>N. Veştemeanu</i> : Thermal radiation of Nonhomogeneous Surfaces	107
<i>V. Hoffmann, N. Şerbănoiu</i> : Determination of the Degree of Non-uniformity in Filling the Cylinders in Multicylinder Engines	113
<i>A. Ionescu</i> : The Analysis of a Superimposed Combustion Law in the Spark Ignition Engine	119

ELECTROTECHNICS AND ELECTRONICS

<i>A. Nicolaide</i> : Equations of the Electromagnetic Field in the Magneto-hydrodynamic Direct Current Converter with Linear Channel and a Pair of Electrodes	127
<i>W. Szabo</i> : On the Measurement of Some Properties of Magnetic Materials under Incremental Magnetization	139
<i>D. Bidian</i> : A Magnetohydrodynamic Differential Flow-meter Without Contacts with Moving Field	145

	<u>Pag.</u>
<i>E. Dimboiu</i> : An Equivalent Circuit of the Asynchronous Motor Applied to the Traveling Field Linear Motor	151
<i>I. Matlac, I. Szekely, M. Cernat</i> : Pulse Tranformes for Thyristor Control	163
<i>Gh. Marga</i> : Electric Shaft with Principal Asynchronous Motors and Auxiliary Asynchronous Machines with Short Circuit Rotor in Dynamic Braking Operation	171
<i>I. Ţopa</i> : A Method of Determining an Equivalent Circuit of the Asynchronous Motor with Electrical Recovery of Slip Energy	181
<i>V. Pirvulescu, I. Ţopa</i> : Generator for Electroerosion Processing	193
<i>E. Micu, M. Calotă</i> : A study of the Behaviour of Electric Engine Auxiliary Motors at High Supply Voltage Variations	197
<i>M. Calotă, Gh. Marga</i> : Transfer Function of the Asynchronous Motor in Dynamic Braking Operation	205
<i>I. Mărgineanu</i> : Computing Program for Series-capacity in the Overvoltage Regime of the Transformer Fiat Coil	213

BUILDING OF MOTOR-VEHICLES AND FARMING MACHINES

<i>D. Abăutăneci</i> : Contributions to the Calculation of the Expansion Process in the Thermodynamic Diagram	227
<i>T. Nagy</i> : Dependence of the Exhaust Gas Composition and Air Movement in a Direct Injection Diesel Engine	233
<i>Gh. Radu</i> : The Influence of Gasoline Injection on the Emission of some Noxious Consistents in the M-207 Engine	241
<i>Gh. Bobescu</i> : A Study of the Possibilities of Diminishing the Noxious Exhaust Gases by Decreasing the Mixture Temperature During Intake	247
<i>F. Tănase</i> : High-speed Rotary Sleeve- valve Engine	259
<i>I. Drăghici, E. Chişu, A. Jula</i> : The Study of the Comfort of Motor Vehicles Using the Theory of Transfer Function	267
<i>V. Cimpian, E. Ionescu, N. Seitz, M. Untaru</i> : On the Stability of Motorlorries and Semi-trailers in Displacement in Curves	275
<i>I. Deutsch, V. Olariu, M. C. Tofan</i> : Steady-state Cornering Dynamics at the Slipping Limit	285
<i>V. Olariu</i> : On the Calculation of Semi-elliptical Progressive Springs	295
<i>S. Popescu</i> : Methods and Test Equipement for Experimental Research on Dynamic Loads in Wheeled Tractor Transmission	301
<i>E. Ionescu, S. Năstăsioiu, Gh. Pereş</i> : Improvement of the Traction Performances of Tractors During Transport by Using Active Axle Trailers	311
<i>A. Jula, E. Chişu</i> : A Kinematic Study of the Steering Gears with Central Differential Gearing of Grepper Tracks by Meaks of Block Diagrams	321
<i>Gh. Pereş</i> : The Influence of Aggregate Masses on the Parameters of Caterpillar Motion	333

MACHINE BUILDING AND MATERIAL WORKING TECHNOLOGY

<i>Gh. Boncoi</i> : The Influence of the Technical and Economical Factors of the Technological Process on the Dimensions of the Vacuum (hole) Angle of the Disc Cam Used in the Construction of Automatic Machine Tools	347
---	-----

	<u>Pag.</u>
<i>E. Marga</i> : The Influence of the Reduction Ratio Error on the Precision of Working of Gear wheels in Grinding Machines Driven by an Electric Shaft	361
<i>A. Maniu</i> : The Influence of Technological Parameters on the Regime of Die Blocks, in the Case of Stamping Steel in Liquid State	369
<i>I. Tureac</i> : Contributions to Experimental Research on the Rigidity of Simple-action Open-type Mechanic Presses	375
<i>V. Vulcu, I. Mărgineanu, C. Samoilă, G. Memet, A. Constantinescu</i> : Contributions to the Theory of Preparing Molding Materials in Roller-mixers and the determination of these design value	385
<i>Gh. Drăghici, Gh. Boangiu, D. Hollanda, I. Tureac, C. Bogdan</i> : Experimental Researches on the Preparation of Aluminium Alloys for Pistons	391
<i>L. Sauer, M. Stroie, I. Popescu, N. Ivan</i> : The Determination of the Optimum Cutting Regime in Boing and Reaming Aluminium Alloys	399
<i>N. Ivan</i> : Simplex Algorithm Programming by Electronic Computers for Optimal Cutting System Calculation	407
<i>Gh. Drăghici</i> : The Dependence of Radial Wearing of the Graver on its Thermal Deformation	417
<i>Gh. Secară</i> : Contribution to the Study of Processing Precision in Annular External Prefacing with Arrangeal Force. Form Precision	423
<i>I. Popescu</i> : Finishing and Strengthening of Internal Cylindrical Surfaces by Vibratory-rolling	433
<i>M. Ivan, Gl. Rusan</i> : Possibilities to increase electrochemical processing precision	445
<i>Gh. Obaciu, M. Sc. R. Wertheim</i> : Contributions to the Study of the Number Impulsesat E.D.M.	455
<i>I. Stănescu, S. Vasii, V. Suteu</i> : Contributions to the Determination of New Parameters Concerning the Deep Cupping of thin Plates (Formation Scallops Indicates Cupping)	465
<i>P. Tudoran, I. Giacomelli, V. Popovici, D. Ehrlich, R. Cosma, H. Gündisch</i> : The Influence of Alloying with Nitrogen on the Cementation of 21 TMC 12 Steel	475
<i>Gh. Ionescu, L. Scorobetiu, V. Popovici, D. Constantinescu</i> : The Influence of Point Geometry on the Strenght of thin Metal-Sheet Joint Made from Indigeneous Aluminium (99,5%) Welded Electrically with Pressur	483
<i>I. Scorobetiu</i> : Researches on the Variation of Electric Resistance of the Tubular Electrode Core in Welding	491
<i>P. Tudoran, V. Fiterău, E. Apetrei</i> : The influence of Heating to 150°C on the Dimensional Stability and on the Ovality of the Anti-friction Bearing Rings from Rul 1 steel, Subjected to Different Heat Treatments	501

SOMMAIRE

MECANIQUE APPLIQUEE

	<u>Page</u>
<i>I. Coşereanu, I. Deutsch, M. C. Tofan, Gh. Pamfil</i> : Contribution au le calcul des réactions dans les paliers ayant des jeux au vilbrequin . . .	3
<i>Gh. Deliu</i> : Expression mathématique du problème de la stabilité concernant le mouvement des automobiles	11
<i>A. Maniu, G. Memet, I. Ciobanu</i> : Détermination théorique des efforts à l'estampage des anneaux pour les roulements, de la presse automate du type „Hatebur“ AMP-30	19
<i>I. Constantinescu, R. C. Balog</i> : Détermination des efforts dynamiques dans les transporteurs aux raclettes par des méthodes graphiques	29
<i>P. Alexandru, S. Bobancu</i> : Détermination des relations de calcul concernant les forces dans les articulations et les barres des mécanismes de direction	39
<i>A. Todicescu, V. Benche</i> : L'étude de la stabilité des soupapes	53
<i>V. Benche</i> : Recherches concernant le coefficient de frottement dans l'écoulement non-stationnaire des fluides visqueux incompressibles	61
<i>L. Benche</i> : Étude des auto-oscillations à faibles amplitudes du moteur hydraulique d'une transmission hydrostatique de puissance	69
<i>M. C. Tofan</i> : Considérations sur un modèle compositionnel d'un réservoir de gaz condensés	77
<i>V. Hoffmann</i> : Considérations concernant le calcul du transfert de chaleur par convection, dans les machines thermiques à piston	91
<i>V. Şova</i> : Analyse de la méthode numérique pour les états thermiques stationnaires	97
<i>N. Veştemeanu</i> : La radiation thermique des surfaces n'étant pas homogènes	107
<i>V. Hoffmann, N. Şerbănoiu</i> : Déterminations du degré de non-uniformité au remplissage des cylindres, dans les moteurs polycylindriques	113
<i>A. Ionescu</i> : Analyse d'une loi de combustion superposée au moteur à allumage par étincelle	119

ÉLECTROTECHNIQUE ET ÉLECTRONIQUE

<i>A. Nicolaide</i> : Les équations du champ électromagnétique dans un convertisseur magnétohydrodynamique à courant continu ayant un canal linéaire et un couple d'électrodes	127
<i>V. Szabo</i> : Sur le mesurage de quelques caractéristiques des matériaux ferromagnétiques en régime de magnétisation mixte	139

	<u>Page</u>
<i>D. Bidian</i> : Débitmètre magnétohydrodynamique différentiel sans contacts au champ mobile	145
<i>E. Dimboiu</i> : Un schéma équivalent du moteur asynchrone utilisé au moteur linéaire à champ mobile	151
<i>I. Matlac, I. Szekely, M. Cernat</i> : Transformateurs d'impulsions pour la commande des thyristors	163
<i>Gh. Marga</i> : Arbre électrique à moteurs principaux asynchrones et à machines auxiliaires asynchrones en court-circuit en régime de freinage dynamique	171
<i>I. Țopa</i> : Une méthode pour déterminer un schéma équivalent au moteur asynchrone à récupération électrique de l'énergie de glissement . .	181
<i>V. Pîrvulescu, I. Țopa</i> : Générateur d'usinage pour électroérosion	193
<i>E. Micu, M. Calotă</i> : L'étude des moteurs auxiliaires des locomotives électriques soumis aux variations importantes de la tension	197
<i>M. Calotă, Gh. Marga</i> : La fonction de transfert du moteur asynchrone en régime de freinage dynamique	205
<i>I. Mărgineanu</i> : Programme de calcul de la capacité série en service de sur-tension pour un galet d'un transformateur	213

CONSTRUCTION D'AUTOMOBILES ET DE MACHINES AGRICOLES

<i>D. Abăuțancei</i> : Contribution à l'étude du calcul du processus de détente dans le diagramme thermodynamique	227
<i>T. Nagy</i> : L'interdépendance du mouvement de l'air et de la composition des gaz d'échappement dans un moteur diesel à injection directe . .	233
<i>Gh. Radu</i> : L'influence de l'injection à essence sur l'émission de certaines substances nocives au moteur M-207	241
<i>Gh. Bobescu</i> : Étude concernant les possibilités de diminuer la nocivité des gaz d'échappement par la réduction du chauffage pendant l'admission	247
<i>F. Tănase</i> : Moteur rapide à distribution par chemise rotative	259
<i>I. Drăghici, E. Chișu, A. Jula</i> : L'étude du confort des automobiles, utilisant la théorie des fonctions de transfert	267
<i>V. Cîmpian, E. Ionescu, N. Seitz, M. Untaru</i> : Sur la stabilité des tracteurs-automobiles à demi-remorques lors du déplacement en courbe	275
<i>I. Deutsch, V. Olariu, M.C. Tofan</i> : Dynamique du virage stationnaire à la limite du dérapage	285
<i>V. Olariu</i> : Considérations sur le calcul des ressorts demi-elliptiques progressifs	295
<i>S. Popescu</i> : Méthode et appareillage utilisés dans l'étude expérimentale des charges dynamiques dans la transmission des tracteurs à roues . .	301
<i>E. Ionescu, S. Năstăsioiu, Gh. Pereș</i> : L'amélioration des qualités de traction des tracteurs pendant les travaux de transport par l'utilisation des remorques à essieu moteur	311
<i>A. Jula, E. Chișu</i> : Étude cinématique concernant les mécanismes de direction à différentiel central des véhicules sur chenilles, à l'aide des schémas-bloc	321
<i>Gh. Pereș</i> : L'influence de la masse de l'agrégat sur les paramètres de mouvement du tracteur sur chenilles	333

CONSTRUCTION DE MACHINES ET LA TECHNOLOGIE D'USINAGE DES MATERIAUX

	Page
Gh. Boncoi : L'influence des facteurs techniques et économiques du processus technologique sur la valeur de l'angle de marche à vide de la came disque utilisée dans la construction des machines outils automatés (I)	347
E. Marga : L'influence de l'erreur du rapport de transmission sur la précision d'usinage mécanique des roues d'engrenages par l'utilisation des machines à rectifier entraînées par l'arbre électrique	361
A. Maniu : L'influence des paramètres de technologie sur le régime thermique des estampes, à l'estampage de l'acier liquide	369
I. Tureac : Contributions à la recherche expérimentale de la rigidité des presses mécaniques ouvertes à simple effet	375
V. Vulcu, I. Mărgineanu, C. Samoilă, G. Memet, Al. Constantinescu : Contributions à la théorie de la préparation des matériaux à moules dans des broyeurs à moules et à la détermination des paramètres constructifs de ces agrégats	385
Gh. Drăghici, Gh. Boangiu, D. Hollanda, I. Tureac, C. Bogdan : Recherches expérimentales concernant l'usinage des alliages d'aluminium pour les pistons	391
L. Sauer, M. Stroie, I. Popescu, N. Ivan : La détermination des régimes optimes pour perçage et l'alésage des alliages d'aluminium	399
N. Ivan : Le Programme d'Algorithme Simplex sur des Ordinateurs, en vue du calcul du régime optimal de taille	407
Gh. Drăghici : La dépendance de l'usure radiale de l'outil de tourneur, de sa déformation thermique	417
Gh. Secară : Contributions à l'étude de la précision de l'usinage à la rectification circulaire extérieure à force réglée. La précision de la forme	423
I. Popescu : Le finissage et le durcissage des surfaces cylindriques intérieures par la méthode du vibro-rulage	433
M. Ivan, Gl. Rusan : Possibilités d'augmentation de la précision de l'usinage électrochimique	445
Gh. Obaciu, M. Sc. R. Wertheim : Contributions à l'étude de la détermination des impulsions actives à E.D.M.	455
I. Stănescu, S. Vasii, V. Şuteu : Contributions à la détermination de nouveaux paramètres concernant l'emboutissage profond des tôles minces (Formation des festons-un indice de l'emboutissage)	465
P. Tudoran, I. Giacomelli, V. Popovici, D. Ehrlich, R. Cosma, R. Gündisch : L'influence de l'azote sur le processus de cémentation de l'acier 21 TMC 12	475
Gh. Ionescu, L. Scorobetu, V. Popovici, R. Costescu : L'influence de la géométrie des points sur la résistance des tôles minces, de l'aluminium 99,5% de provenance indigène, soudées électriquement par pression	483
L. Scorobetu : Recherches concernant la variation de la résistance électrique du noyau de l'électrode à tube pour soudage	491
P. Tudoran, V. Fiterău, E. Apetrei : L'influence du chauffage à 150°C sur la stabilité dimensionnelle et l'ovalité des roulements d'acier Ru1 1, après de divers régimes de traitement thermiques	501

INHALTSVERZEICHNIS

ANGEWANDTE MECHANIK

	<u>Seite</u>
<i>I. Coşereanu, I. Deutsch, M.C. Tofan, Gh. Pamfil</i> : Beiträge zur Bestimmung der Lagerkräfte einer Kurbelwelle mit vorgeschriebenem Lagerspiel	3
<i>Gh. Deliu</i> : Der mathematische Ausdruck des Problems der Bewegungsstabilität des Kraftwagens	11
<i>A. Maniu, G. Memet, I. Ciobanu</i> : Die theoretische Bestimmung der Kräfte beim Stanzen von Wälzlagerringen mit automatischen Pressen, Typ „Hatebur“ AMP-30	19
<i>I. Constantinescu, R.C. Balog</i> : Eine graphische Bestimmung der dynamischen Spannungen in Ketten von Hackenförderanlagen	29
<i>P. Alexandru, S. Bobancu</i> : Bestimmung von Kalkulationsverhältnissen der Kräfte bei Gelenken	39
<i>A. Todicescu, V. Benche</i> : Untersuchung der Stabilität von Ventilen	53
<i>V. Benche</i> : Untersuchung der Reibungszahl bei variabler Strömung von inkompressiblen Flüssigkeiten	61
<i>L. Benche</i> : Untersuchung der Eigenschwingungen niederer Amplitude der Hydromotoren von hydrostatischen Getrieben	69
<i>M.C. Tofan</i> : Über ein kompositionelles Modell einer Lagerstätte von Gas-Kondensat	77
<i>V. Hoffmann</i> : Betrachtungen zur Berechnung der Wärmeübertragung durch Konvektion in thermischen Kolbenmaschinen	91
<i>V. Şova</i> : Analyse der numerischen Methodik für stationäre thermische Zustände	97
<i>N. VestemEANU</i> : Die thermische Strahlung bei nichthomogenen Flächen	107
<i>V. Hoffmann, N. Şerbănoiu</i> : Bestimmung des Ungleichförmigkeitsgrades beim Füllen der Zylinder bei Vierzylindermotoren	113
<i>A. Ionescu</i> : Analyse eines zusammengesetzten Brenngesetzes bei Verbrennungsmotoren	119

ELEKTROTECHNIK UND ELEKTRONIK

<i>A. Nicolaide</i> : Die Gleichungen des elektromagnetischen Feldes in einem magnetohydrodynamischen Gleichstrom-Wandler mit linearem Kanal einem Elektrodenpaar	127
<i>W. Szabo</i> : Über die Messung der magnetischen Eigenschaften von Elektroblechen bei überlangertem Gleichfeld	139

	<u>Seite</u>
<i>D. Bidian</i> : Differential magnetohydrodynamischer Durchflussmesser kontaktlos zum magnetischen Wanderfeld	145
<i>E. Dimboiu</i> : Ein äquivalentes Schaltschema des Asynchronmotors beim Linearmotor mit Wanderfeld	151
<i>I. Matlac, I. Szekely, M. Cernat</i> : Impulsübertrager für Thyristorsteuerung	163
<i>Gh. Marga</i> : Elektrische Welle mit Hauptasynchronmotoren und asynchrone Hilfsmaschinen mit Kurzschlussläufern bei dynamischem Bremsbetrieb	171
<i>I. Ţopa</i> : Eine Methode zur Bestimmung eines äquivalenten Schemas für den Asynchronmotor mit elektrischer Weidergewinnung der Schlupfenergie	181
<i>V. Pirvulescu, I. Ţopa</i> : Generator für Elektroerosionbearbeitung	193
<i>E. Micu, M. Calotă</i> : Untersuchung des Verhaltens der Hilfsmotoren der elektrischen Lokomotiven im Falle grosser Schwankungen der Speisespannung	197
<i>M. Calotă, Gh. Marga</i> : Die Übertragungsfunktion des Asynchronmotors bei dynamischen Bremsbetrieben	205
<i>I. Mărgineanu</i> : Das Rechenprogramm für Reihenkapazitäten im Überspannungsbetrieb der Spule eines Umwandlers	213

BAU VON KRAFTFAHRZEUGEN UND VON LANDWIRTSCHAFTLICHEN MASCHINEN

<i>D. Abăitancei</i> : Beiträge zur Berechnung des Ausdehnungsprozesses im thermo-dynamischen Schaubild	227
<i>T. Nagy</i> : Das Verhältniss zwischen der Auftbewegung und der Zusammenstellung der abgase in einem Dieselmotor mit Direkteinspritzung .	233
<i>Gh. Radu</i> : Der Einfluss der Benzineinspritzung auf die Ausstrahlung von Giftstoffen beim M-207-MOTOR	241
<i>Gh. Bobescu</i> : Die Untersuchung der Möglichkeiten zur Herabsetzung der Giftigkeit der Auspuffgase durch Vorwärmung des Ansauggemischs während des Saughubes	247
<i>F. Tănase</i> : Schnellaufender Verbrennungsmotor mit Drehschiebersteuerung	259
<i>I. Drăghici, E. Chişu, A. Jula</i> : Untersuchung der komfortablen Ausstattung von Kraftwagen mit Hilfe der Übersetzungsfunktionstheorie	267
<i>V. Cîmpian, E. Ionescu, N. Seitz, M. Untaru</i> : Über die Kurvenfahrstabilität der Sattelastzüge	275
<i>I. Deutsch, V. Olariu, M. C. Tofan</i> : Die Dynamik der stationären Bewegung in Kurven bei der Abrutschgrenze	285
<i>V. Olariu</i> : Über die Berechnung von halb-elyptischen progressiven Federn	295
<i>S. Popescu</i> : Methode und Versuchseinrichtung zwecks experimenteller Untersuchung der dynamischen Belastungen in Radschleppertriebwerk	301
<i>E. Ionescu, S. Năstăsioiu, Gh. Pereş</i> : Verbesserung der Zugeigenschaften des Radschleppers bei Transportarbeiten durch Einsatz des angetriebenen Angängers	311
<i>A. Jula, E. Chişu</i> : Kinematische Analyse der Lenkantriebe von Raupenfahrzeugen mit Zentraldifferenzialgetrieben aufgrund der Block-schemata	321
<i>Gh. Pereş</i> : Der Einfluss der Massen des Aggregats auf die Bewegungsparameter des Raupenschleppers	333

MASCHINENBAU UND TECHNOLOGIE DER BEARBEITUNG VON
WERKSTOFFEN

	<u>Seite</u>
Gh. Boncoi: Der Einfluss der technisch-ökonomischen Faktoren des Arbeitsvorganges auf die Grösse des Leerwinkels der für die Gestaltung der automatischen Werkzeugmaschinen benützten Kurvenscheibe . . .	347
E. Marga: Der Einfluss des Fehlers des Übertragungsverhältnisses auf die Bearbeitungsgenauigkeit der Zahnrad bei den von elektrischer Welle angetriebenen Schleifmaschinen	361
A. Maniu: Der Einfluss der technologischen Parameter auf den thermischen Betriebszustand der Matrizen beim Stanzen des Stahls in flüssigem Zustand	369
I. Tureac: Beitrag zu experimentellen Untersuchungen der Steifigkeit von offenen mechanischen Pressen mit einfacher Wirkung	375
V. Vulcu, I. Mărgineanu, C. Samoilă, G. Memet, Al. Constantinescu: Beiträge zur Theorie der Formstoffvorbereitung in Rollenmischern und Bestimmung der Baumerkmale von diesen	385
Gh. Drăghici, Gh. Boangiu, D. Hollanda, I. Tureac, C. Bogdan: Experimentelle Untersuchungen der Bearbeitung von Aluminiumlegierungen für Kolben	391
L. Sauer, M. Stroie, I. Popescu, N. Ivan: Ermittlung der optimalen Schnittbedingungen beim Bohren und Reiben von Aluminiumlegierungen	399
N. Ivan: Die Programmierung des Simplex-Algorithmus auf elektronischen Rechnern zur Berechnung der optimalen Spannungsbetriebsarten . . .	407
Gh. Drăghici: Die Abhängigkeit der radialen Abnutzung des Drehmeissels von seiner thermischen Verformung	417
Gh. Secară: Beiträge zur Untersuchung der Bearbeitungsgenauigkeit der Form	423
I. Popescu: Feinbearbeitung und Verfestigung zylindrischer Innenoberflächen durch Vibrierrollen	433
M. Ivan, Gl. Rusan: Erhöhungsmöglichkeiten der Genauigkeit bei der elektrochemischen Bearbeitung	445
Gh. Obaciu, M. Sc. R. Wertheim: Beitrag zur Untersuchung der Bestimmung der wirksamen Impulszahl bei den E. D. M.	455
I. Stănescu, S. Vasii, V. Șuteu: Beiträge zur Bestimmung neuer Parameter beim Tiefziehen dünner Bleche (Die Zipfelbildung ein Auszeichen des Ziehens Tiefziehens	465
P. Tudoran, I. Giacomelli, V. Popovici, D. Ehrlich, R. Cosma, H. Gündisch: Der Einfluss des Legierens mit Stickstoff auf das Einsetzen mit Kohlungsmitteln beim Stahl 21 TMC 12	475
Gh. Ionescu, L. Scorobefiu, V. Popovici, D. Costescu: Über den Einfluss der Gestaltung auf die Festigkeit von Schweissverbindungen bei Widerstandsschweissung der Dünnbleche aus 99,5% Aluminium	483
L. Scorobefiu: Untersuchung der Veräderlichkeit des elektrischen Widerstandes des Pulvers der Füllung von Fülldrahtelektroden	491
P. Tudoran, V. Fiterău, E. Apetrei: Der Einfluss einer Erwärmung auf 150°C auf die dimensionale Stabilität und Ovalität der Wälzlagerrollen aus Stahl Rul 1, die verschiedenen Wärmebehandlungen unterzogen wurden	501

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

	<u>Стр</u>
<i>И. Кошереану, И. Дойч, М. К. Тофан, Г. Памфил:</i> К установлению реакций в подшипниках с зазорами коленчатого вала	3
<i>Г. Делли:</i> Математическое выражение вопроса устойчивости движения автомобиля	11
<i>А. Маниу, Г. Мемет, И. Чобану:</i> Теоретическое определение усилий в штамповке колец подшипников качения на автоматических пресах типа «Хатебур» — АМР — 30	19
<i>И. Константиnescу, Р. К. Балог:</i> Определение динамических усилий в транспортёрных цепях с скребком, графическими методами	29
<i>П. Александру, Ш. Бобанку:</i> Определение отношений расчёта сил из шарниров и тяг механизмов управления	39
<i>А. Тодическу, В. Бенке:</i> Исследование устойчивости клапанов	53
<i>В. Бенке:</i> Исследование в связи с коэффициентом трения при нестационарных течениях несжимающихся жидкостей	61
<i>Л. Бенке:</i> Исследование малых автоколебаний работающего гидродвигателя гидропривода мощности	69
<i>М. К. Тофан:</i> О композиционной модели резервуари конденсированных газов	77
<i>В. Хоффманн:</i> О расчёте конвективного теплообмена в поршневых двигателях	91
<i>В. Шова:</i> Анализ численного метода для стационарных термических состояний	97
<i>Н. Вештемяну:</i> Термическое излучение неоднородных поверхностей	107
<i>В. Хоффманн, Н. Шербэноу:</i> Определение степени неравномерности наполнения цилиндров у многоцилиндровых двигателей	113
<i>А. Ионеску:</i> Анализ закона накладного сжигания у двигателей с искровым зажиганием	119

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА И ЭЛЕКТРОНИКА

<i>А. Николаиде:</i> Уравнения электромагнитного поля в магнитогидродинамическом преобразователе постоянного тока с линейным каналом и с одной парой электродов	127
<i>В. Сабо:</i> Об измерении характеристик ферромагнитных материалов при одновременном действии постоянного и переменного магнитных полей	139
<i>Д. Бидиан:</i> Дифференциальный магнитодинимический расходомер без контактов, с подвижным полем	145
<i>Е. Дымбою:</i> Эквивалентная схема асинхронного двигателя применяемая у линейного двигателя с движущим полем	151

	<u>Стр</u>
<i>И. Матлак, И. Секели, М. Чернат:</i> Импульсные трансформаторы для управления тиристорами	163
<i>Г. Марга:</i> Электрический вал с асинхронными главными двигателями и асинхронными вспомогательными машинами с короткозамкнутыми роторами в режиме динамического торможения	171
<i>И. Цопа:</i> Метод определения эквивалентной схемы асинхронного двигателя с электрической рекуперацией энергии скольжения	181
<i>В. Пырвулеску, И. Цопа:</i> Генератор для обработки электрокоррозией	193
<i>Е. Мику, М. Калоты:</i> Исследование поведения вспомогательных двигателей электровозов при больших изменениях питающего напряжения	197
<i>М. Калотэ, Г. Марга:</i> Передаточная функция асинхронного двигателя в режиме динамического торможения	205
<i>И. Мэрджинеану:</i> Програма расчёта серейной ёмкости в режиме перенапряжения для одного сухаря трансформатора	213

АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВОСТРОЕНИЕ

<i>Д. Абзитэнчей:</i> Вклад в расчёт процесса расширения в термодинамической диаграмме	227
<i>Т. Наги:</i> Зависимость между движением воздуха и составом выпускных газов в дизельном двигателе с непосредственным впрыском	233
<i>Г. Раду:</i> Влияние впрыска бензина на выпуск некоторых вредных веществ у двигателя М—207	241
<i>Г. Бобеску:</i> Изучение возможностей понижения токсичности выпускных газов путём снижения подогрева смеси во время впуска	247
<i>Ф. Тэнасе:</i> Быстроходный двигатель с распределением ротационной гильзой	259
<i>И. Дрэгич, Е. Кишу, А. Жула:</i> Исследование плавности хода автомобилей, используя теорию передаточных функций	267
<i>В. Кымпяну, Е. Ионеску, Н. Зайц, М. Унтару:</i> Об устойчивости автопоездов с полуприцепами при криволинейном движении	275
<i>И. Дойч, В. Олариу, М. К. Тофан:</i> Динамика стационарного поворота в пределе сцепления колёс	285
<i>В. Олариу:</i> О расчёте прогрессивных полуэллиптических пружин	295
<i>С. Попеску:</i> Методика и аппаратура используемая в опытном исследовании динамических нагрузок в трансмиссии колёсных тракторов	301
<i>Е. Ионеску, С. Нэстэсоу, Г. Переш:</i> Улучшение тепловых качеств тракторов на транспортных работах применением прицепов с ведущей осью	311
<i>А. Жула, Е. Кишу:</i> Кинематическое исследование механизмов управления с центральным дифференциалом, гусеничных машин при помощи блок-схем	321
<i>Г. Переш:</i> Влияние масс агрегата на параметры движения гусеничного трактора	333

МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТЕХНОЛОГИЯ ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ

<i>Г. Бонкой:</i> Влияние технико-экономических факторов технологического процесса на величину холостого угла дискового кулачка применяемой в автоматическом станкостроении	347
<i>Е. Марга:</i> Влияние погрешности передаточного отношения на точность обработки зубчатых колёс на шлифовальных станках управляемых электрическим валом	361

	<u>Стр.</u>
<i>А. Маниу</i> : Влияние технологических параметров на термический режим матриц при штамповке стали в жидком состоянии	369
<i>М. Туряк</i> : Вклад в исследование жесткости механических пресс открытого типа, простого действия	375
<i>В. Вулку, И. Мэрджиняну, К. Самоилэ, Г. Мемет, А. Константиnescу</i> : Вклад в теорию обработки формовочных материалов в роликовом смесителе и определение их конструктивных параметров	385
<i>Г. Дрэгиц, Г. Боянджцу, Д. Холланда, И. Туряк, К. Богдан</i> : Экспериментальные исследования относительно обработки алюминиевых сплавов для поршней	391
<i>Л. Сауер, М. Строе, И. Пореску, Н. Иван</i> : Определение оптимальных режимов резания для сверления и растачивания алюминиевых сплавов	399
<i>Н. Иван</i> : Программирование алгоритма симплекс на электронных вычислительных машинах	407
<i>Г. Дрэгиц</i> : Зависимость радиального износа токарного резца от его температурной деформации	417
<i>Г. Секары</i> : Вклад в исследование точности обработки на внешней круглой шлифовки с регулируемой силой. Точность формы	423
<i>И. Пореску</i> : Обработка и упрочнение внутренних цилиндрических поверхностей вибро-откаткой	433
<i>М. Иван, Г. Русан</i> : Возможности повышения точности электрохимической обработки	445
<i>Г. Обачиу, М. Ск. Р. Вертхайм</i> : Вклад в изучение определения числа активных импульсов на Е.Д.М.	455
<i>И. Стэnescу, С. Васий, В. Шутеу</i> : Вклад в определение новых параметров относительно глубокой вытяжки тонких листов. Образование фестонов - указатель глубокой вытяжки	465
<i>П. Тудоран, И. Джакомели, В. Попович, Д. Эрлик, Р. Козма, Н. Гюндиш</i> : Влияние легирования азотом на процесс цементации стали 21 Т.М.С. 12	475
<i>Г. Ионеску, Л. Скоробециу, В. Попович, Д. Костеску</i> : Влияние геометрии точек на прочность соединения тонких листов из румынского алюминия 99,5% после электрической сварки давлением	483
<i>Л. Скоробециу</i> : Исследования относительно изменений электрического сопротивления сердечника трубчатых электродов для сварки	491
<i>П. Тудоран, В. Фитерэу, Е. Апетрей</i> : Влияние нагрева в 150° Ц. на размерную устойчивость и овальность подшипниковых колец из стали Rul 1, подвергаемых разным режимам термической обработки	501



BULETINUL UNIVERSITĂȚII DIN BRAȘOV
Seria A — Mecanică aplicată — Construcții de mașini
Vol. XIV — 1972

Mecanică aplicată

★

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRAȘOV
Series A — Applied Mechanics — Machine Building
Vol. XIV — 1972

Applied mechanics

★

BULLETIN DE L'UNIVERSITÉ DE BRAȘOV
Serie A — Mécanique appliquée — Construction de machines
Vol. XIV — 1972

Mécanique appliquée

★

MITTEILUNGEN DER UNIVERSITÄT ZU BRAȘOV
Serie A — Angewandte Mechanik — Maschinenbau
Band XIV — 1972

Angewandte Mechanik

★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
Серия А — Прикладная механика — Машиностроение
Том XIV — 1972

Прикладная механика

★



CONTRIBUȚII LA DETERMINAREA REACȚIUNILOR ÎN LAGĂRELE CU JOCURI ALE ARBORELUI COTIT

I. COȘEREANU, I. DEUTSCH, M. C. TOFAN, GH. PAMFIL

Lucrarea prezintă prima parte a unui program de calcul la oboseală al arborelui cotit, în care se iau în considerare jocurile din lagăre. Această parte privește determinarea reacțiunilor în lagăre pentru o schemă de jocuri dată. Subprogramul de calcul utilizează un generator binar de scheme de jocuri.

Die Arbeit beschreibt den ersten Teil eines Rechenprogramms zur Berechnung der Dauerfestigkeit einer Kurbellwelle unter Berücksichtigung der Lagerspiele. Dieser Teil betrifft die Reaktionsbestimmung in den Lagern für ein gegebenes Schema der Lagerspiele. Die Rechensubroutine benutzt einen binären Generator für Spielschemata.

Pentru ridicarea nedeterminării unui arbore cotit sprijinit în mai multe lagăre s-a folosit metoda forțelor în care s-au luat în considerare [1] și jocurile din lagăre.

Starea de echilibru a sistemului este descrisă prin ecuația matricială:

$$A_p \cdot \bar{X} + B_p \cdot \bar{F}_p(\vartheta_k) = \bar{D}, \quad (1)$$

în care: A_p este — matricea coeficienților forțelor de reacțiune de dimensiuni $(N \times N)$, $\bar{X}$ — vectorul forțelor de reacțiune (N) , B_p — matricea forțelor date aplicate pe manetoanele arborelui de dimensiuni $(N \times N-1)$, $F_p(\vartheta_k)$ — vectorul forțelor date aplicate pe manetoanele arborelui cotit $(N-1)$ (forțe de presiune și inerție), $\vartheta_k = k \frac{\pi}{6}$ unghiul de rotație al arborelui cotit, $(k=0,1,\dots,23)$, $\bar{D}$ — vectorul jocurilor.

Programul rezolvă sistemul (1) în două variante consecutive pentru fiecare $\vartheta_k = k \frac{\pi}{6}$ în planul manetanelor ($p=1$), și în planul perpendicular pe aceasta ($p=2$).

Rezolvarea sistemului (1) este condusă printr-o tehnică GAUSS-JORDAN, redată în anexa 1, pentru rezolvarea simultană a M sisteme de ecuații lineare descrise prin forma:

$$A X = \{(\bar{D} - B \cdot \bar{F})_j\} = C, \quad j = 1, M, \quad (2)$$

unde X și C sînt matrici $(N \times M)$.

Algoritmul GAUSS-JORDAN este aplicat matricei extinse S :

$$S = (A | C | I), \quad (3)$$

și este formal reprezentat prin înmulțirea la stînga cu inversa A^{-1} :

$$\begin{aligned} S_F &= A^{-1} S = (A^{-1} A | A^{-1} C | A^{-1} I) \\ &= (I | X | A^{-1}), \end{aligned} \quad (4)$$

astfel încît în matricea finală S_F găsim memorate:

$S = \{S_{ij}\}$, ($i = 1, N$; $j = N + 1, N + M$), matricea forțelor de reacțiune în cele N lagăre, pentru cele M stări de jocuri,

$S = \{S_{ij}\}$, ($i = 1, N$; $j = N + M + 1, 2N + M$), matricea inversă A^{-1} .

Regula de introducere a jocurilor în lagărele arborelui cotit este conținută în subprogramul JOC (IND, JO, N, JD) prezentat în anexa 2. Pentru fiecare valoare:

$$0 \leq \text{IND} \leq 2^{N-2} - 1, \quad (5)$$

acest subprogram generează vectorul JD (I), $I = 1, N$. Componentele acestui vector iau valoarea:

$$\text{JD}(I) = \begin{cases} 0 & \text{pentru lagăr fără joc,} \\ 1 & \text{pentru lagăr cu joc.} \end{cases} \quad (6)$$

Vectorul de intrare JO (I), $I = 1, 2$ conține numărul de ordine al celor două lagăre actualizate ca fiind fără joc în subprogramul REACT care apelează regula de JOC.

Spre exemplu, pentru valoarea $\text{IND} = 6$ avem cu $N = 5$ (pentru arborele cotit al unui motor cu 4 cilindri în linie) și:

$$\begin{aligned} \overline{JO} &= \begin{vmatrix} 1 \\ 5 \end{vmatrix}, \\ \overline{JD} &= \begin{vmatrix} 0 \\ \boxed{0} \\ \boxed{1} \\ \boxed{1} \\ 0 \end{vmatrix}, \end{aligned}$$

adică, $\text{IND} = 6$ introduce jocuri în lagărele 3 și 4.

Subprogramul JOC poate fi conceput și într-o variantă independentă de vectorul JO al lagărelor de referință fără joc. (Anexa 3).

În această variantă setul complet de stări de joc pentru un sistem cu N lagăre se obține dând valori parametrului fictiv $IND = 0$ la $2^N - 1$. Sînt reținute ca stări reale doar acelea, pentru care:

$$IS = \sum_{i=1}^N JD(I) \leq N-2, \quad (7)$$

în care cel puțin două din cele N lagăre nu au joc (lagăre de referință).

Prin valorile parametrului IND se poate preciza de la început lagărul cu joc sau fără joc.

Rămînînd în cadrul exemplului $N = 5$, se constată ușor că șirul de valori pare:

$$IND = 0, 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14,$$

nu introduce jocuri în lagărele 1 și 5 realizînd toate stările de joc pentru

$$\overline{JO} = \begin{pmatrix} 1 \\ 5 \end{pmatrix}.$$

De asemenea, se observă ușor că toate valorile impare pentru IND , induc joc în primul lagăr, și toate valorile IND 16, (2^{N-1}), induc joc în ultimul lagăr.

Corespondența stării de jocuri cu valoarea parametrului IND este regula de conversie binar-zecimal:

$$IND = \sum_{i=1}^{N-1} JD(I) \cdot 2^{i-1}.$$

Matricea C a vectorilor liberi, este generată prin coloane de forma:

$$\begin{pmatrix} d_1 & & & & \\ & d_2 & & & \\ & & d_3 & & \\ & & & \ddots & \\ & & & & d_N \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} JD(1) \\ JD(2) \\ \vdots \\ \vdots \\ JD(N) \end{pmatrix} = B_p \cdot F(\vartheta_k), \quad (8)$$

unde diagonala ($\backslash di \backslash$) reprezintă jocurile în cele N lagăre, iar α coeficientul de transformare dependent de rigiditatea arborelui.

$$\alpha = \begin{cases} 24.000 & \text{pentru } p=1, \\ 42.000 & \text{pentru } p=2, \end{cases} \quad [\text{kgf/cm}] \quad (9)$$

din metoda forțelor.

În anexa 4 este redată subrutina de calcul a reacțiunilor REACT într-o variantă în care diagonală matricei $D = (\backslash d \backslash)$ este:

$$D = (\backslash d \backslash). \quad (10)$$

În acest subprogram se calculează, pe lângă determinarea forțelor de reacțiune memorate în S, și matricea jocurilor de desprindere DO (I, J), $J = 1, M-1$. Această matrice conține jocurile pentru care reacțiunile își schimbă semnul. Dacă reprezentăm soluția generală a sistemului (1) prin:

$$\bar{X}_j = \bar{X}_{N+1} + (\backslash d \backslash) \bar{X}_j \text{ (IND)}, \quad (11)$$

unde: X_j este soluția pentru starea de jocuri j, $X_j \text{ (IND)}$ — modificarea produsă prin jocuri unitare, $\bar{X}_{N+1}$ — soluția pentru $\text{IND} = 0$,

atunci:

$$\text{DO} \cdot \bar{X}_j \text{ (IND)} = -\bar{X}_{N+1},$$

și în definitiv DO fiind diagonală:

$$d_{0i,j} = \frac{X_{i,N+1}}{X_{i,N+1} - X_{i,j}}, \quad j = N+2, N+M.$$

Reprezentarea (11) are sens numai pentru

$$(\backslash d \backslash) \leq \left(\frac{X_{i,N+1}}{X_{i,N+1} - X_{i,j}} \right), \quad (12)$$

adică pentru:

$$d_j \leq \min_i |d_{0i,j}|. \quad (13)$$

Bibliografie

- [1]. I. COȘEREANU, I. DEUTSCH, T. NEAMȚU, FL. SPERCHEZ: *Calculul de rezistență al arborelui cotit de la tractorul U-650 cu luarea în*

considerare a jocurilor din lagăre. Sesiunea științifică a Institutului politehnic din Brașov, februarie 1971.

Anexa 1

C	SUBROUTINE GAUSJ (N, M, L, IG)	LD=I D=S (I, I) DO 12 K=I, N IF (ABS (S (K, I)) —ABS (D))	12, 12, 11
C	DIMENSION S (5, 18) COMMON S DIMENSION LIN (5)	11 D=S (K, I) LD=K 12 CONTINUE IF (I-LD)	13, 15, 13
	N1=N+1 DO 30 I=1, N		

```

13 DO 14 J=I, L
    T=S (I, J)
    S (I, J)=S (LD, J)

```

```

14 S (LD, J)=T

```

```

15 IF (S (I, I))

```

16, 40, 16

```

16 IG=O
    F=1./S (I, I)
    LIN (I)=LD
    LIN (LD)=I
    J1=I+1
    DO 20 J=J1, L

```

```

20 S (I, J)=S (I, J)*F
    DO 30 K=1, N
    IF (K-1)

```

21, 30, 21

```

21 DO 22 J=J1, L

```

```

22 S (K, J)=S (K, J)-S (K, I)*
    S (I, J)

```

```

30 CONTINUE

```

```

C
C    TEST L.
C

```

```

    IF (L-2*N-M)

```

50, 31, 31

```

C
C    REARANJAREA MATRICEI
C    INVERSE

```

```

31 NM1=N+M+1
    DO 35 I=1, N
    K=LIN (I)
    IF (K-I)

```

32, 35, 32

```

32 DO 34 J=NM1, L
    T=S (K, J)
    S (K, J)=S (I, J)

```

```

34 S (I, J)=T

```

```

35 CONTINUE
    GO TO 50

```

```

40 IG=1

```

```

50 RETURN
    END

```

Anexa 2

```

SUBROUTINE JOC (IND, JO,
N, JD)
DIMENSION JO (1), JD (1)
J=1
IR=IND
DO 10 I=1, N
10 JD (I)=0
11 IQ=IR/2
    IR=IR-IQ*2
    DO 14 I=1, 2
    IF (J-JO (I))

```

```

12 IF (J-N)
13 J=J+1
14 CONTINUE
    IF (J-N)
15 JD (J)=IR
    J=J+1
    IR=IQ
    GO TO 11
16 JD (J)=IR
20 RETURN
    END

```

ANEXA 3

```

SUBROUTINE JOC (IND, JO, N,
JD, KEND)
DIMENSION JO (1), JD (1)
KEND=O
IR=IND
IS=O
DO 10 I=1, N
    IQ=IR/2

```

```

    JD (I)=IR-IQ*2
    IS=IS+JD (I)
10 IR=IQ
    IF (IS-N+2)
15 KEND=1
20 RETURN
    END

```

20, 20, 15


```

SUBROUTINE REACT (IW, N,
M, DC, FA)
C
  DIMENSION S (5, 18), A (5, 5),
  AT (3, 3), B (5, 4), BT (3, 4),
  DO (5, 7)
  COMMON S, A, AT, B, BT, DO
  DIMENSION FA (1), F (4), JO
  (2), JD (5)
C
  41 FORMAT (1HO, T10, 'FORTE IN
  PLAN' /1HO, T9, 15 ('—') /1HO)
  42 FORMAT (1HO, T10, 'FORTE
  NORMALE PE PLAN' /1HO,
  T9, 23 ('—') /1HO)
  51 FORMAT (1HO, T10, 'MATRI-
  CEA COEFICIENTILOR' /1HO)
  52 FORMAT (1HO, T5, 8F12.6)
  53 FORMAT (1HO, T10, 'MATRI-
  CEA VECTORILOR LIBERI'
  /1HO)
  54 FORMAT (1HO, T5, F12.6,
  8F6.0)
  55 FORMAT (1HO// T10, 'MATRI-
  CEA SOLUȚIE' /1HO)
  56 FORMAT (1HO, T10, 'INCĂR-
  CAREA', 6F10.2 //1HO)
  58 FORMAT (1HO, T10, 'MATRI-
  CEA INVERSĂ' //1HO)
  60 FORMAT (1HO, T10, 'SISTEM
  INCONSISTENT' /1HO)
  61 FORMAT (1HO, T10, 'MATRI-
  CEA JOCURILOR DE DESPRIN-
  DERE X (I)=0' /1HO)
C
C
  NO=N-1
  N1=N+1
  N2=N1+1
  NM=N+M
  NM1=N+M+1

  IF (L-2*N-M)
    165 DO 160 I=1, N
      J=NM+I
    160 S (I, J)=L
    165 CONTINUE
C
C
  CONDIȚIA DE AFIȘARE
C
  IF (IW-1)
    170 WRITE (3, 51)
    DO 200 I=1, N
    200 WRITE (3, 52) (S (I, J), J=1, N
      WRITE (3, 53)
      DO 205 I=1, N
    205 WRITE (3, 54) (S (I, J), J=N1, NM)
    206 IW=IW+1
C
    DO 210 I=1, N
    DO 210 J=N2, NM
    210 S (I, J)=S (I, N1)+S (I, J)*D
  L=N+M+N
  DO 400 IS=1, 2
  IF (IS-1)
    101, 101, 105
  101 DO 102 I=1, NO
  102 F (I)=FA (I)
    D=DC*24000
    WRITE (3, 41)
    GO TO 109
  105 DO 106 I=1, NO
    J=I+NO
  106 F (I)=FA (J)
    D=DC*42000
    WRITE (3, 42)
  109 CONTINUE
C
    DO 120 I=1, N
    DO 110 J=1, N
  110 S (I, J)=A (I, J)
    S (I, N1)=O.
    DO 120 J=1, NO
  120 S (I, 41)=S (I, N1)-B (I, J)*F (J)
    DO 130 I=1, N
    DO 130 J=N2, L
  130 S (I, J)=0
C
C
  BUCLA DE JOCURI
C
    JO (1)=1
    JO (2)=5
    IND=0
    K=N+1
    MAX=2** (N-2)-1
    DO 140 JJ=1, MAX
    IND=IND+1
    CALL JOC (IND, JO, N, JD)
    K=K+1
    DO 140 I=1, N
  140 S (I, K)=JD (I)

```

```

  IF (L-2*N-M)
    165, 155, 155
  155 DO 160 I=1, N
    J=NM+I
  160 S (I, J)=L
  165 CONTINUE
C
C
  CONDIȚIA DE AFIȘARE
C
  IF (IW-1)
    170, 206, 206
  170 WRITE (3, 51)
    DO 200 I=1, N
    200 WRITE (3, 52) (S (I, J), J=1, N
      WRITE (3, 53)
      DO 205 I=1, N
    205 WRITE (3, 54) (S (I, J), J=N1, NM)
    206 IW=IW+1
C
    DO 210 I=1, N
    DO 210 J=N2, NM
    210 S (I, J)=S (I, N1)+S (I, J)*D

```

```

C
C REACȚIUNILE ÎN LAGĂRE
C
C CALL GAUSJ (N, M, L, IG)
C
C TEST GAUSS — JORDAN
C
  IF (IG—1)
                                215, 390, 390
215 WRITE (3, 55)
  WRITE (3, 56) (F (I), I=1, NO)
  DO 220 I=1, N
220 WRITE (3, 52) (S (I, J), J=N1, NM)
C
C TEST L.
C
  IF (L—2*N—M)
                                400, 370, 370
370 IF (IW—1)
                                380, 380, 400
380 WRITE (3, 58)
  DO 381 I=1, N
381 WRITE (3, 52) (S (I, J), J=NM1, L)

```

```

C MATRICEA JOCULUI DE
  DESPRINDERE
C
  WRITE (3, 61)
  NM1=M—1
  DO 240 I=1, N
  DO 230 J=N2, NM
  K=J—N—1
  DIF=S (I, N1)—S (I, J)
  IF (DIF)
                                222, 224, 222
222 DO (I, K)=S (I, N1)/DIF
  GO TO 230
224 DO (I, K)=0.0
230 CONTINUE
240 WRITE (3, 52) (DO (I, J), J=1,
  MM1)
  GO TO 400
390 WRITE (3, 60)
400 CALL SMAT (N)
  RETURN
  END

```


EXPRESSION MATHÉMATIQUE DU PROBLÈME DE LA STABILITÉ DU MOUVEMENT DES AUTOMOBILES

GH. DELIU

În lucrarea de față se prezintă modelarea matematică a problemei stabilității mișcării automobilelor. Stabilitatea unei mișcări de bază date se definește prin intermediul stabilității unei soluții a sistemului de ecuații diferențiale ordinare care descrie mișcarea. Se dau apoi limitele de valabilitate a modelelor matematice reprezentate de sisteme liniare cu coeficienți constanți. În final, pornind de la rezultatele lucrării [2], se conchide că pentru sistemele care prezintă o stabilitate uniform asimptotică, considerarea unui model matematic liniar cu coeficienți constanți este justificată și suficientă.

La stabilité d'un mouvement de base donné, est définie par la stabilité d'une certaine solution du système d'équations différentielles, ordinaires, qui fait la description du mouvement. On y insiste sur la nécessité de rapporter la notion de stabilité aux conditions initiales qui concernent le milieu et le mouvement. On donne ensuite, les limites de validité des modèles mathématiques représentés par des systèmes linéaires à coefficients constants. En vertu des résultats de l'ouvrage [2], on y conclut que pour les systèmes représentant une stabilité uniformément asymptotique, l'analyse d'un modèle mathématique linéaire à coefficients constants est justifiée et suffisante.

I. GÉNÉRALITÉ

I. 1. Mouvement de base, mouvement perturbé

Le mouvement de la masse suspendue des automobiles est défini par un grand nombre de degrés de liberté. Pourtant, il y a un nombre fini et pas trop grand de coordonnées, *essentiels* pour un problème donné. Alors, on peut définir le *programme de mouvement* comme un ensemble de lois de variation prescrites pour les coordonnées essentielles du système.

Le mouvement *virtuel*, correspondant au programme de mouvement ayant lieu dans des conditions d'environnement données, sera appelé *mouvement de base*.

Quoique le mouvement de base soit compatible avec les caractéristiques du véhicule et de l'environnement, le mouvement de base du véhicule diffère du mouvement effectif. Les causes qui produisent la déviation du mouvement effectif par rapport au mouvement de base seront appelées *perturbations*; le mouvement effectif de l'automobile — *mouvement perturbé*.

Toutefois, par sa nature de mouvement possible, le mouvement de base est loin d'être une fiction théorique, sans équivalence dans la réalité. Sa caractéristique essentielle est définie par deux propriétés fondamentales: (i) compatibilité avec les caractéristiques du véhicule, de l'environnement et avec les possibilités offertes par les organes de commande; (ii) stabilité.

On peut noter que, en effet, le mouvement perturbé est constitué d'une série de mouvements aléatoires situés dans la proximité du mouvement de base. Par l'exécution répétée d'un programme de mouvement donné, seul le mouvement de base se reproduit, la reproduction exacte du mouvement perturbé ayant une probabilité très réduite (nulle — du point de vue pratique).

Par conséquent, on peut définir la *stabilité* comme une *propriété du mouvement de base de maintenir dans son voisinage les mouvements perturbés*.

I. 2. Différentes espèces de stabilité et d'instabilité

Les automobiles sont, en général, des systèmes dynamiques stables, mais elles présentent des caractéristiques variables en fonction de l'état de l'environnement et des conditions initiales du mouvement.

Par l'état de l'environnement on désigne les conditions atmosphériques et de route qui affectent les paramètres du véhicule. Par exemple, les variations de température entraînent des variations de l'intensité de l'amortissement, tandis qu'une surface glissante exerce une influence notable sur les propriétés de guidage des pneus.

Les conditions initiales d'équilibre exercent, de même, une influence importante sur la réponse de l'automobile à une perturbation donnée. En effet, la réponse du véhicule à la même perturbation est fortement influencée par l'état de mouvement où il se trouvait au moment de la perturbation.

C'est pourquoi on ne peut pas parler de la stabilité en général, mais il faut toujours la rapporter aux conditions données (d'environnement et de mouvement).

I. 2. 1. Définitions

a) Stabilité asymptotique

Une automobile présentera une stabilité asymptotique, en partant d'un état initial donné si, quel que soit le petit „input“ temporaire (de

direction ou extérieure), la réponse du véhicule est un mouvement s'approchant continuellement de l'état initial (fig. 1 a).

b) Stabilité neutrale

Une automobile présentera une stabilité neutrale, en partant d'un état initial donné si on peut trouver un „input“ temporaire de sorte que la réponse du véhicule soit arbitrairement liée à l'état initial, mais sans s'approcher de celui-ci (fig. 1 b).

c) Instabilité divergente

Une automobile présentera une instabilité divergente, en partant d'un état initial donné si, quel que soit „l'input“ temporaire, la réponse est toujours croissante, sans oscillations dans le voisinage de l'état initial (fig. 1 c).

d) Instabilité oscillatoire

Une automobile présentera une instabilité oscillatoire, en partant d'un état initial donné si, quel que soit „l'input“ temporaire, la réponse est représentée par un mouvement oscillatoire d'amplitude toujours croissante, dans le voisinage de l'état initial d'équilibre (fig. 1 d).

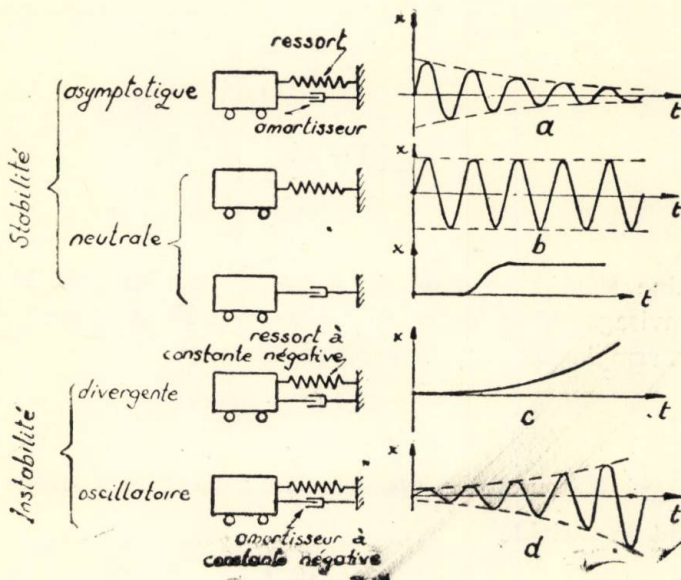


Fig. 1

Dans la figure 1, on donne des exemples de systèmes dynamiques simples dont le comportement illustre les espèces de stabilité et d'instabilité présentées ci-dessus.

I. 3. Expression mathématique du problème de la stabilité

La dynamique de l'automobile étudie des mouvements dont la description est faite par des équations différentielles ordinaires par rapport aux variables d'état et de commande. La stabilité d'un mouvement de base donné sera définie par la stabilité d'une certaine solution du système d'équations différentielles.

$$\text{Soit } \frac{d\xi}{ds} = \Xi(t, \xi) \quad (1)$$

le système d'équations qui décrit le mouvement réel de l'automobile; ξ , $\frac{d\xi}{dt}$ et Ξ représentent des vecteurs-colonne d'ordre n (n étant le nombre des variables dépendantes considérées).

$$\xi = \begin{bmatrix} \xi_1 \\ \vdots \\ \xi_n \end{bmatrix}, \quad \frac{d\xi}{dt} = \begin{bmatrix} \frac{d\xi_1}{dt} \\ \vdots \\ \frac{d\xi_n}{dt} \end{bmatrix}, \quad \Xi = \begin{bmatrix} \Xi_1 \\ \vdots \\ \Xi_n \end{bmatrix}$$

et soit

$$\xi^*(t) = \begin{bmatrix} \xi_1^*(t) \\ \vdots \\ \xi_n^*(t) \end{bmatrix}$$

une certaine solution connue du système, représentant le mouvement de base envisagé. Alors, on peut étudier plus simplement le mouvement de base en remplaçant le système (1) par

$$\frac{dx}{dt} = \Xi(t, x) \quad (2)$$

avec x , $\frac{dx}{dt}$ et X toujours vecteurs-colonne d'ordre n , conformément au changement de variable

$$\xi = x + \xi^*.$$

De cette façon, le mouvement de base sera représenté par la solution $x = 0$. Conventionnellement, le système (2) est appelé *le système d'équations du mouvement perturbé*, [3]. Le passage du système (1), obtenu conformément aux lois de la Mécanique, au système (2) est fait, en

général, toujours dans l'hypothèse des petites perturbations, par le développement du membre droit du système

$$\frac{dx}{dt} + \frac{d\xi^*}{dt} = \Xi(t, x + \xi^*)$$

en série Taylor selon les puissances de x .

On peut aisément constater que les systèmes linéaires ont la même forme soit dans l'écriture en coordonnées généralisées soit *en variations*.

I. 3. 1. Stabilité du mouvement de base à „direction bloquée“

L'étude de la stabilité à „direction bloquée“, offre des informations très utiles au constructeur. En effet, si on observe que dans ces conditions le conducteur de l'automobile (dont les réactions sont inexprimables avec exactitude) est éliminé de l'étude, le constructeur pouvant s'orienter vers l'étude des qualités de stabilité propres au véhicule, l'examen de ce cas particulier de mouvement sera justifié.

Pour un modèle mathématique linéaire à trois degrés de libertés (dérive, lacet, roulis) les équations de mouvement seront, [2]:

$$\begin{aligned} MV(\ddot{\alpha} + \ddot{\psi}) + M_s e \ddot{\varphi} &= Y_{\alpha} \cdot \alpha + Y_{\varphi} \cdot \varphi + Y_{\psi} \cdot \dot{\psi}, \\ I_z \ddot{\psi} &= N_{\alpha} \cdot \alpha + N_{\varphi} \cdot \varphi + N_{\psi} \cdot \dot{\psi}, \\ I_x \ddot{\varphi} + M_s e V(\ddot{\alpha} + \ddot{\psi}) &= L_{\varphi} \cdot \varphi + L_{\dot{\varphi}} \cdot \dot{\varphi}. \end{aligned} \quad (3)$$

Avec les notations:

$$\Delta\alpha = x_1; \Delta\dot{\psi} = x_2; \Delta\varphi = y_3; \Delta\dot{\varphi} = x_4$$

et en utilisant l'écriture matricielle, on obtient:

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} & P_{13} & P_{14} \\ P_{21} & P_{22} & P_{23} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ P_{41} & P_{42} & P_{43} & P_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \quad (4)$$

Les coefficients p_{sr} étant fonctions de vitesse, on est obligé de vérifier la stabilité aux différentes vitesses. Alors, en appliquant la méthode du „blocage des coefficients“, on arrive à étudier une famille de systèmes aux coefficients constants au lieu d'un seul système aux coefficients variables.

Pour chacun de ces systèmes, l'équation

$$\begin{vmatrix} (P_{11}-\lambda) & P_{12} & P_{13} & P_{14} \\ P_{22} & (P_{22}-\lambda) & P_{23} & 0 \\ P_{21} & 0 & -\lambda & 1 \\ P_{41} & P_{42} & P_{43} & (P_{44}-\lambda) \end{vmatrix} = 0 \quad (5)$$

détermine quatre racines $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$. Si toutes les racines ont une partie réelle négative ou nulle, on aura une forme quadratique

$$W = a_{sr} x_s x_r \quad (a_{sr} = a_{rs})$$

aux coefficients limités a_{sr} et cette forme sera négativement-définie, [1]. Dans ce cas, le mouvement décrit par le système (3) sera *stable*.

Les racines $\lambda_1, \dots, \lambda_4$ étant les *valeurs propres* de la matrice $[p_{sr}]$, on aura des situations différentes de stabilité ou d'instabilité selon ces valeurs, conformément aux *théorèmes de stabilité en première approximation* pour des systèmes autonomes, [3].

I. 3. 2. Limites des systèmes linéaires aux coefficients constants

L'essence de la théorie de la stabilité en première approximation consiste dans le fait que, dans des conditions assez générales imposées aux termes non-linéaires, l'omission de ceux-ci apparaîtra rigoureusement justifiée si la solution banale du système linéaire est uniformément asymptotique stable ou instable et, au contraire, la considération de ces termes non-linéaires sera décisive si la solution banale du système linéaire est stable (non-asymptotique).

Nous allons donner, selon A. M. Liapunov, les théorèmes sur les limites du modèle linéaire.

Soit le système

$$\frac{dx}{dt} = A \cdot x + N(x) \quad (7)$$

défini dans un voisinage assez petit de l'origine: $|x| < h$, où A est une matrice constante et N un vecteur-colonne dont les composantes représentent les termes non-linéaires du système. On admet que $N(0) = 0$ et que $N(x)$ est petit pour de petites valeurs de x à l'intérieur du domaine de définition $|N(x)| < k \cdot |x|$ pour $|x| < h$, la constante k étant suffisamment petite. Alors, on a les théorèmes fondamentales suivantes:

Théorème 1. La solution banale du système (6) sera *uniformément asymptotique stable* si toutes les valeurs propres de la matrice A ont leurs parties réelles négatives.

Théorème 2. La solution banale du système (6) sera *instable* si on a au moins une solution avec partie réelle positive.

Si la matrice A n'a pas des valeurs propres aux parties réelles positives mais elle a au moins une solution nulle, ou une paire des valeurs propres purement imaginaires, la solution banale du système (6) sera (i) uniformément asymptotique stable, (ii) uniformément stable ou (iii) instable, *selon la forme de la fonction N* .

Par conséquent, si la matrice A a au moins une valeur propre nulle, on ne pourra pas tirer des conclusions valables sur la stabilité du mouvement de base en considérant seulement le système linéaire $\frac{dx}{dt} = A \cdot x$ étant nécessaire aussi l'examen des termes non-linéaires $N(x)$. Sans cela, la conclusion d'un comportement indifférent (stabilité neutrale) de la solution banale du système non-linéaire complet n'est pas justifiée.

À ce qu'on voit dans l'ouvrage [2], pour l'automobile „Dacia-1100“, la considération du système aux coefficients constants est justifiée et suffisante, dans le cas du mouvement à „direction bloquée“. En effet, dans ce cas les valeurs propres de la matrice A ont *toutes leurs parties réelles négatives*, donc le système présente une stabilité uniformément asymptotique.

Bibliographie

- [1]. CETAEV, N. G.: *Ustoicivosti dvizhenia*. Moskva, 1955, izdanie vtoroe. Gosudarstvennoe izdatelstvo tekhniko-teoreticeskoi literatury.
- [2]. DELIU, GH: *Asupra stabilității mișcării masei suspendate a automobilelor*. București, octombrie 1970. A II-a Conferință de mecanică tehnică a C.N.I.T., vol. I, p. 175—189.
- [3]. HACKER, T.: *Stabilitate și comandă în teoria zborului*. București, 1963. Editura Academiei R.S.R.

DETERMINAREA TEORETICĂ A FORTELOR LA MATRIȚAREA INELELOR DE RULMENȚI PE PRESELE AUTOMATE TIP „HATEBUR“ AMP-30

5v

A. MANIU, G. MEMET, I. CIOBANU

În cadrul lucrării se analizează procesul de matrițare la cald a inelelor de rulmenți pe presele automate tip Hatebur AMP-30. Se stabilesc relațiile de calcul pentru determinarea forțelor de deformare pentru fiecare fază în parte, pe baza cărora se stabilește forța totală care soliciță berbecul principal al presei.

Aceste relații dau posibilitatea tehnologilor să verifice măsura în care este sollicitată presa și să ia măsurile necesare pentru o încărcare cât mai rațională a mașinii în condițiile unei productivități maxime, la o utilizare optimă a energiei volantului.

A travers cet ouvrage, on analyse le processus de l'estampage à chaud des anneaux, pour les roulements sur les presses automatiques du type Hatebur AMP 30. En partant des phases de déformation et en appliquant concrètement la théorie de la plasticité, on établit les relations de calcul, afin de déterminer les tensions et les efforts pour chaque phase. Et en vertu de ceux ci, on y établit l'effort total qui fait solliciter le mouton principal de la presse. Ces relations permettent aux technologues de vérifier la façon dont est sollicitée la presse, et de prendre les mesures nécessaires en vue d'un chargement de la machine aussi rationnel que possible, dans les conditions d'une haute productivité et d'une utilisation optimale de l'énergie du volant.

Prelucrarea metalelor prin deformare plastică are însemnătate foarte mare pentru întreaga economie națională, ceea ce explică tocmai ritmurile rapide de dezvoltare a acestui gen de prelucrare. Ea constituie partea principală și integrantă a proceselor tehnologice din cele mai variate ramuri ale industriei. În producția de serie mare și de masă deformarea plastică la rece și la cald a metalelor capătă o însemnătate din ce în ce mai mare ca o metodă economică de prelucrare.

În ultima perioadă de timp în legătură cu problemele de mecanizare și automatizare a proceselor de deformare plastică au fost publicate unele informații practice [1, 2, 3], însă în literatura tehnică științifică lipsește un material sistematizat care să aplice cunoștințele din

teoria plasticității la determinarea concretă a forțelor care apar în timpul diverselor operații de deformare plastică pe mașinile automate (refulare, extrudare, perforare etc.).

Lucrarea de față își propune să determine aceste forțe ținând cont de condițiile concrete care apar la matrițarea la cald a inelelor de rulmenți pe mașina automată AMP-30 (tip Hatebur) și pe mașini similare, luând în considerare starea de tensiuni pentru fiecare fază de deformare în parte.

Matrițarea la cald a inelelor de rulmenți pe presele automate AMP-30 se face în trei sau patru faze în funcție de tipul inelelor.

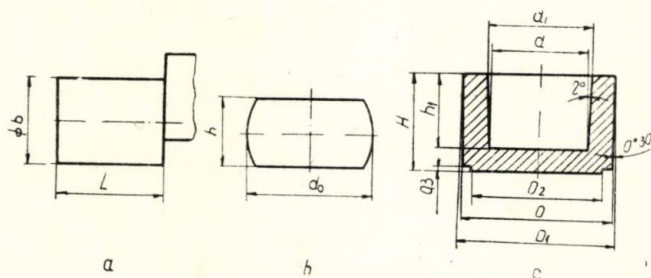


Fig. 1

Astfel inelele rulmenților de tip cardanic se matrițează în trei faze (fig. 1): debitare (a), refulare (b) și extrudare (c), iar inelele rulmenților cilindrici se matrițează în patru faze (fig. 2): debitare (a), refulare (b), extrudare (c) și debavurare interioară (d).

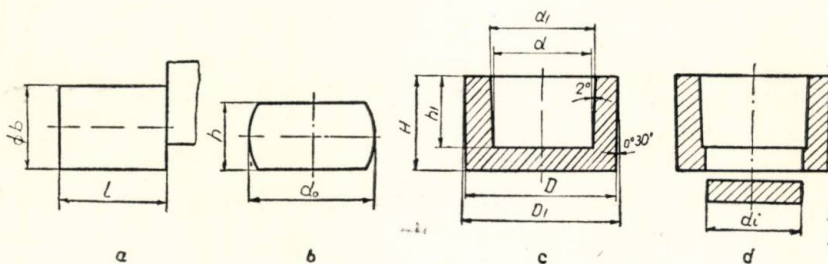


Fig. 2

Dintre acestea, determinante pentru solicitarea mașinii în timpul lucrului sînt numai forțele care apar la refulare, extrudare și debavurare interioară (acolo unde este cazul), deoarece operația de debitare este defazată față de celelalte operații și se execută cu scule care nu sînt montate pe berbecul principal. Pentru siguranța exploatării forța totală de matrițare, care este egală cu suma forțelor necesare executării

fazelor montate pe sania principală, nu trebuie să depășească forța nominală a preseii (2000 kN) dezvoltată la un unghi de 30° înainte de sfârșitul cursei de deformare.

Pentru a calcula aceste forțe a fost determinată succesiunea fazelor și cotele acestora, luînd în considerare legea volumului constant, și pornindu-se de la dimensiunile inelelor matrițate în stare caldă. În cazul matrițării cu bavură interioară s-a luat în considerație și volumul băturii. Inelele sînt executate din oțel de rulmenți, Rul 1 STAS 1456-67, cu următoarele caracteristici mecanice în stare recoaptă: $HB = 170-207$ da N/mm^2 ; $\delta_r = 60-70$ da N/mm^2 ; $\delta_r \geq 40\%$; $\psi_r > 20\%$.

Matrițarea inelelor se face la temperaturi cuprinse între $1100^\circ C$ și $900^\circ C$. Temperatura de sfîrșit de matrițare variază însă în funcție de mărimea inelelor și de numărul de faze, avîndu-se în vedere că sculele sînt răcite cu apă.

Calculul forței la faza de refulare

Avînd în vedere forma cilindrică a inelelor, drept semifabricate se utilizează semifabricate debitate din țagile rotunde cu diametre corespunzătoare mărimii inelelor. În această situație avem de-a face cu o refulare simetrică de rotație, refularea executîndu-se liber (fig. 3).

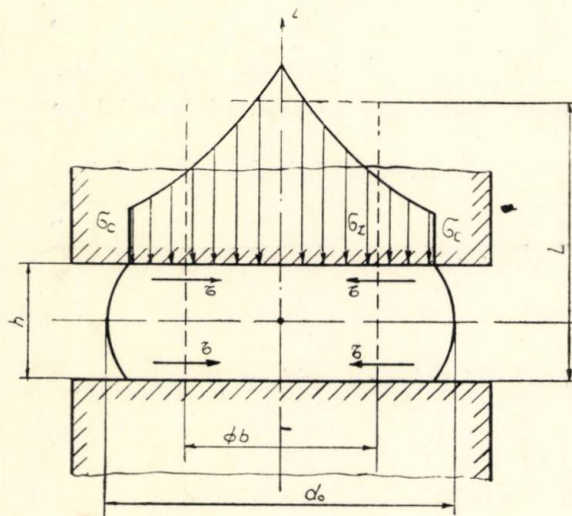


Fig. 3

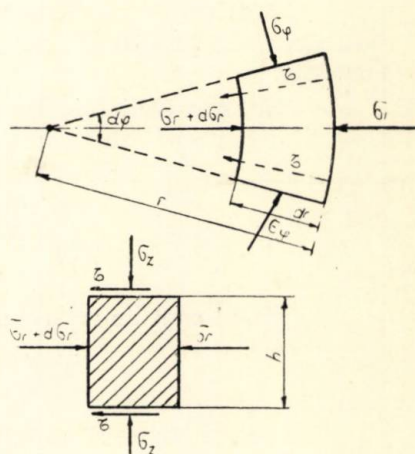


Fig. 4

Deoarece deformarea este simetrică, fiind o deformare spațială omogenă, pentru calculul tensiunilor și forțelor vom considera o secțiune parțială prin semifabricatul cilindric perpendicular pe axa sa, utilizînd coordonatele cilindrice (fig. 4).

Ecuatia de echilibru pe direcție radială la elementul de volum considerat va fi:

$$(\sigma_r + d\sigma_r)(r - dr)d\varphi \cdot h - \sigma_r \cdot r \cdot d\varphi \cdot h + \sigma_\varphi \cdot dr \cdot d\varphi \cdot h - 2\sigma_z \cdot \mu \cdot \left(\frac{r+r-dr}{2} \right) \cdot dr \cdot d\varphi = 0. \quad (1)$$

În ecuația de mai sus s-a avut în vedere că efortul unitar tangențial pe suprafața de contact în cazul refulării se poate exprima în funcție de efortul normal prin intermediul coeficientului de frecare:

$$\tau = \mu \sigma_z. \quad (2)$$

Neglijînd termenii infiniți mici de ordin superior, și dacă se are în vedere că dr este negativ, rezultă:

$$d\sigma_r \cdot r + \sigma_r \cdot dr - \sigma_\varphi \cdot dr + 2\sigma_z \frac{\mu}{h} \cdot r \cdot dr = 0; \quad (3)$$

$$\frac{d\sigma_r}{dr} = -2\sigma_z \frac{\mu}{h} + \frac{\sigma_\varphi - \sigma_r}{r}. \quad (4)$$

Pentru a simplifica ecuația diferențială de mai sus s-au avut în vedere relațiile care există între cele trei alungiri: ϵ_φ ; ϵ_r ; ϵ_z , rezultate din condiția de incompresibilitate a materialului.

$$\epsilon_r + \epsilon_\varphi + (-\epsilon_z) = 0. \quad (5)$$

Alungirile ϵ_r și ϵ_φ sînt pozitive fiind întinderi, iar ϵ_z este negativă deoarece pe direcția z materialul se refulează. ϵ_r este invariabil pe înălțime.

Conform legii lui Cauchy dintre deformații și deplasări rezultă:

$$\epsilon_r = \frac{du_r}{dr}; \quad (6)$$

$$\epsilon_\varphi = \frac{(r + u_r) d\varphi - r \cdot d\varphi}{r \cdot d\varphi} = \frac{u_r}{r} \quad (7)$$

Ținînd cont de relațiile (6) și (7), relația (5) ia forma:

$$\frac{du_r}{dr} + \frac{u_r}{r} + \epsilon_z = 0. \quad (8)$$

Aceasta este o ecuație diferențială liniară neomogenă care are soluția generală:

$$u_r = -\frac{\epsilon_z \cdot r}{2} + \frac{C_1}{r}. \quad (9)$$

Ținînd cont de condițiile inițiale: pentru $r = 0 \rightarrow u_r = 0$, rezultă $C_1 = 0$. Deci soluția devine:

$$u_r = - \frac{\varepsilon_z \cdot r}{2}; \quad (10)$$

$$\varepsilon_r = \frac{du_r}{dr} = - \frac{\varepsilon_z}{2}; \quad (11)$$

$$\varepsilon_\varphi = \frac{u_r}{r} = - \frac{\varepsilon_z}{2}. \quad (12)$$

Din relația între deformări (5) se obține:

$$\varepsilon_\varphi = \varepsilon_r = - \frac{\varepsilon_z}{2}. \quad (13)$$

În baza relației (13) și a legii lui Hooke generalizată rezultă:

$$\sigma_r = \sigma_\varphi. \quad (14)$$

Pe baza acestei identități se reduce cel de al doilea membru din dreapta ecuației (4), care ia forma:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} = - 2\sigma_z \frac{\mu}{h}. \quad (15)$$

Din condițiile de plasticitate a lui Tresca [4] rezultă a doua ecuație între cele două tensiuni necunoscute:

$$\sigma_z - \sigma_r = \sigma_c. \quad (16)$$

Prin diferențierea acestei ecuații se obține:

$$d\sigma_z = d\sigma_r. \quad (17)$$

Înlocuind în ecuația (15):

$$\frac{d\sigma_z}{\sigma_z} = - 2 \frac{\mu}{h} \cdot dr. \quad (18)$$

Prin integrarea acestei ecuații diferențiale între limitele r și r_0 respectiv σ_c și σ_z rezultă valoarea tensiunii σ_z în funcție de raza r :

$$\sigma_z = \sigma_c \cdot e^{\frac{2\mu}{h}(r_0 - r)}; \quad (19)$$

$$\sigma_r = \sigma_\varphi = \sigma_c \left[e^{\frac{2\mu}{h}(r_0 - r)} - 1 \right]. \quad (20)$$

Forța de refulare se va determina în acest caz cu formula:

$$P_{ref} = \int_0^F \sigma_z dF = \int_0^{r_0} \sigma_z \cdot 2\pi r \cdot dr. \quad (21)$$

Din relațiile (19) și (21) se obține relația de calcul a forței de refulare în funcție de parametrii refulării:

$$P_{ref} = 2\pi\sigma_c \left[\frac{h^2}{4\mu^2} \cdot e^{\frac{2\mu}{h}} \cdot r - \frac{r_0 h}{2\mu} - \frac{h^3}{4\mu^2} \right]. \quad (22)$$

Relația (22) se poate simplifica dacă se dezvoltă funcția exponențială într-o serie [5] luându-se în considerare primii termeni.

$$\frac{h^2}{4\mu^2} \cdot e^{\frac{2\mu}{h}} = \frac{h^2}{4\mu^2} + \frac{h}{2\mu} r_0 + \frac{r_0^2}{2} + \frac{1}{3} \cdot \frac{\mu}{h} r_0^3 + \dots \quad (23)$$

Înlocuind în relația (22), unde $F = \pi r_0^2$ (secțiunea finală), se obține relația simplificată de calcul pentru forța de refulare.

$$P_{ref} \cong \sigma_c \cdot F \left[1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\mu}{h} \cdot r_0 \right]. \quad (24)$$

unde σ_c = limita de curgere a oțelului la temperatura de refulare;
 μ = coeficientul de frecare dintre scule și materialul refulat;
 h, r_0 = înălțimea, respectiv raza finală.

Calculul forței la faza de extrudare

În această fază semifabricatul refulat sub forma unui disc este deformat prin extruziune inversă obținându-se în final o piesă cu formă de pahar (fig. 1 și fig. 2). În cazul inelelor pentru rulmenți cardanici fundul paharului nu se îndepărtează ulterior, grosimea fundului fiind determinată de condiții constructive. La inelele pentru rulmenți cilindrici grosimea fundului este determinată de considerente tehnologice întrucât aceasta este îndepărtată la faza următoare.

Pentru calculul forței la extruziunea inversă se pornește de la considerentul că deformarea în acest caz cuprinde două faze distincte. În prima etapă discul care are în mod inițial înălțimea h (fig. 5) este comprimat între poansonul cu diametrul d și aria F_1 , și partea inferioară a matriței. În etapa a doua materialul care curge spre margine este obligat în momentul atingerii pereților matriței să curgă în sus prin interstițiul dintre matriță și poanson.

Prima fază a deformării începe imediat ce poansonul egalează rezistența la deformare. În acest caz presiunea necesară refulării rezultă din ecuația stabilită anterior (24).

$$p_1 = \sigma_{c1} \left(1 + \frac{1}{3} \cdot \frac{\mu}{h} d \right). \quad (25)$$

În această ecuație σ_{c1} reprezintă tensiunea de curgere corespunzătoare temperaturii la care se execută extrudarea (se are în vedere scăderea temperaturii semifabricatului de la o fază la alta și gradul de deformare corespunzător):

$$\varphi_1 = \ln \frac{H}{h}. \quad (26)$$

În cea de a doua fază de deformare trebuie să ținem seamă de rezistența internă a straturilor marginale și de frecarea cu pereții matriței. De aceea presiunea suplimentară necesară pentru extrudare este dată de relația:

$$p_2 = \sigma_{c2} + \sigma_{c2} \frac{h}{2s} \left(\frac{1}{2} + \mu \right). \quad (27)$$

În această relație s reprezintă grosimea peretelui paharului extrudat, iar σ_{c2} , este rezistența de curgere a materialului la temperatura fazei de extrudare, avînd în vedere gradul de deformare total (gradul de deformare la refulare φ_1 la care se adaugă gradul de deformare la extrudare φ_2).

Gradul de deformare la extrudare se calculează de asemenea pe baza legii volumului constant conform schemei prezentate în figura 6.

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot dh = \pi d \cdot h \cdot ds; \quad (28)$$

$$ds = \frac{d}{4} \cdot \frac{dh}{h}. \quad (29)$$

Gradul de deformare total la extruziune va fi:

$$\varphi_2 = \frac{1}{2} \int_{h_1}^h \frac{ds}{s}. \quad (30)$$

Înlocuind cu relația (29) și integrînd rezultă:

$$\varphi_2 = \ln \frac{h}{h_1} \left(1 + \frac{d}{8s} \right). \quad (31)$$

Forța totală necesară la poansonul de extrudare va fi:

$$P_{extr} = F_1(p_1 + p_2) = F_1 \left[\sigma_{c1} \left(1 + \frac{1}{3} \cdot \frac{\mu}{h} \cdot d \right) + \sigma_{c2} + \sigma_{c2} \frac{h}{2s} \left(\frac{1}{2} + \mu \right) \right]. \quad (32)$$

Calculul forței la debavurare

În cazul inelelor pentru rulmenții cilindrici fundul paharului se îndepărtează la ultima fază. De aceea la calculul forței totale se va adăuga forța necesară debavurării. Forța de debavurare se calculează cu relația:

$$P_{deb} = K \pi d_i \cdot h_1 \cdot \tau_r. \quad (33)$$

unde: d_i este diametrul poansonului de debavurare; h_1 = grosimea finală a fundului paharului; τ_r = rezistența de rupere la forfecare a materialului la temperatura de debavurare; k = coeficient care ține cont de uzura sculelor și jocul dintre poansonul și matrița de debavurare; $k = 1,15 \dots 1,25$ [7].

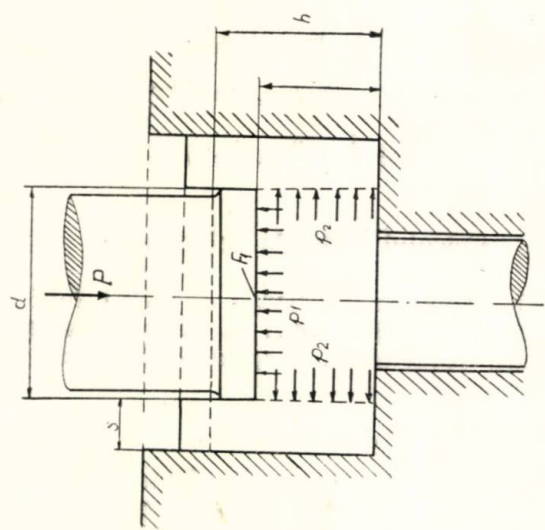


Fig. 5

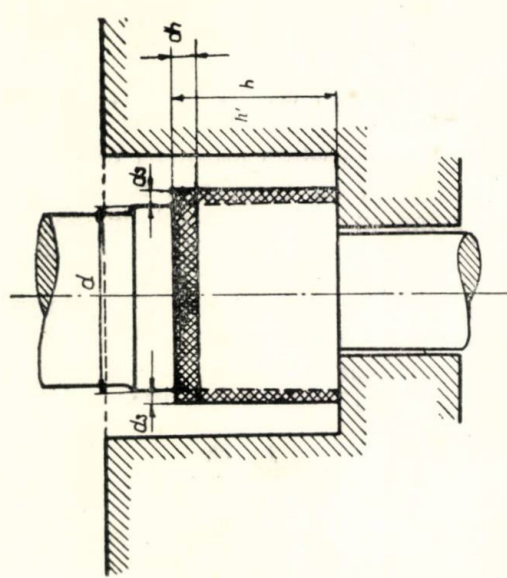


Fig. 6

Concluzii

— Forța totală care solicită organele mașinii la matrițarea inelelor de rulmenți pe mașini automate se obține prin însumarea tuturor forțelor parțiale la fazele executate simultan de sania principală a mașinii. În cazul inelelor cardanice forța totală este dată de relația (34), iar în cazul inelelor cilindrice cu relația (35):

$$P_{\text{tot}} = P_{\text{ref}} + P_{\text{extr.}} \quad (34)$$

$$P'_{\text{tot}} = P_{\text{ref}} + P_{\text{extr}} + P_{\text{deb.}} \quad (35)$$

Valoarea rezistenței la curgere (σ_{CT}) și valoarea coeficientului de frecare (μ) în funcție de temperatură se calculează cu relațiile (36) și (37) cunoscute în tehnologia deformărilor plastice [7], [8]:

$$\sigma_{CT} = \sigma_{CT1} \left[1 + \alpha (T_1 - T) + \frac{1}{2} \alpha^2 (T_1 - T)^2 \right]. \quad (36)$$

unde: T este temperatura absolută la care se face prelucrarea; $T_1 = 0,95 T_{\text{topire}}$; σ_{CT1} = limita de curgere la temperatura T_1 ; α = coeficient care ține cont de structura aliajului.

$$\mu = 0,82 - 0,0005 t - 0,056 v, \quad (37)$$

unde: t este temperatura la care se produce deformarea; v = viteza de deformare.

Dacă din relația (37) rezultă $\mu < 0,2$, se adoptă $\mu = 0,2$.

— Relațiile stabilite permit calculul analitic al forțelor totale de deformare la matrițarea inelelor de rulmenți pe mașini automate ținând cont de condițiile concrete de deformare (temperatură, grad de deformare, viteza de deformare, material).

— Aceste relații vor putea servi la determinarea forțelor pentru toată gama de inele care se matrițează pe astfel de mașini, dînd posibilitatea tehnologului să verifice în ce măsură este solicitată presa. În cazul în care forțele determinate sînt mai mici decît forța nominală a presei se va putea mări numărul de curse al mașinii și deci implicit productivitatea, deoarece mașina are posibilitatea variației numărului de curse prin modificarea turației motorului principal de acționare. La forțe mici lucrul mecanic total de deformare fiind mai mic, volantul are posibilitatea să recupereze într-un timp mai scurt energia cedată în timpul cursei de lucru.

Bibliografie

- [1]. NAVROTKI, G. A.: *Pressi avtomati dlia holodnoi stampovki*. Moscova, Maşghiz, 1956.
- [2]. GLADKIN, A. N.: *Avtomatizația holodnoviadocinovo proizvodstva*. Moscova, Maşghiz, 1963.
- [3]. ZAIKOV, M. A.: *Ekspierimentalnoe issledovanie plasticnosti i deformiruемости constructionnih stalei v litom i deformirovannom sostoianiah, pri temperaturno skorostnin usloviia v kovki*. Kuznecino stampovocinoe proizvodstvo, nr. 5, 1971, pag. 14—16.
- [4]. TOMLENOV, A. D.: *Mehanica proşesov obrabotki metalov davleniem*, Moscova, Maşghiz, 1963.
- [5]. * * * *Indrumător matematic şi tehnic*, Bucureşti, Editura tehnică, 1964.
- [6]. BABOR, K. FIOLA, S., CVILINEK, A.: *Objemové tvareni oceli*. Praga, SNTL, 1967.
- [7]. DRĂGAN, I.: *Tehnologia forjării şi matriţării* Bucureşti, E.D.P., 1963.
- [8]. ADRIAN, M.: *Laminarea tablelor şi benzilor*. Bucureşti, Editura tehnică, 1963.
- [9]. FELDMAN, M. D.: *Fliesspressen von Stahl*. Berlin, Springer-Verlag, 1959.

DETERMINAREA EFORTURILOR DINAMICE DIN LANȚURILE TRANSPORTOARELOR CU RACLETE PRIN METODE GRAFICE

I. CONSTANTINESCU, R. C. BALOG*)

În lucrare se prezintă determinarea grafică a sarcinilor dinamice din lanțurile transportoarelor cu raclete, sarcini care apar datorită discontinuității procesului fizic de angrenare a stelelor de acționare cu lanțurile transportorului.

Metoda grafoanalitică expusă de către autori are avantajul simplității față de calculul analitic, creînd o imagine a desfășurării procesului fizic de propagare a undelor în lanțuri, ușurînd determinarea algoritmului de scriere a funcțiilor de undă și a permis și o rezolvare rapidă a cazului II b, netratat pînă acum.

In der Arbeit werden die dynamischen Beanspruchung in den Ketten der Hackenförderanlagen bestimmt.

Diese Beanspruchungen entstehen durch die Diskontinuität beim Inenganggreifen der Stern-Antriebsräder mit den Ketten der Förderanlage.

Die graphische Methode ist einfacher als die analytische und die Bestimmung der Wellenfunktionen erfolgt dadurch leichter.

Continuînd seria unor preocupări mai vechi, în lucrarea de față se determină pe cale grafică sarcinile dinamice din lanțurile transportoarelor cu raclete, sarcini ce apar datorită discontinuității procesului fizic de angrenare a stelelor de acționare cu lanțurile transportorului.

Studiul se face plecînd de la anumite observații introductive și ipoteze de calcul, și anume:

- Lanțul se înlocuiește, din punct de vedere al propagării undelor elastice prin el, cu o tijă elastică.
- Masa elementului echivalent se consideră egală cu masa lanțului la care se însumează masa încărcăturii de transportat.
- Se consideră că transportorul este cu două ramuri de aceeași lungime, ramura încărcată fiind cea superioară și că materialul de transportat este uniform distribuit pe toată lungimea ramurii încărcate.
- Se presupune că cele două lanțuri acționează simultan.

*) Institutul de mine din Petroșani

- Având în vedere tendințele actuale în construcția transportoarelor cu raclete se studiază cazul unui transportor cu două capete de acționare.
- La deducerea ecuațiilor oscilațiilor lanțurilor de tracțiune se neglijează viteza de deplasare a lanțului ca fiind mult prea mică în comparație cu viteza de propagare a undelor de șoc.
- Cele două stele motoare acționează asupra lanțurilor sub forma unor forțe perturbatoare care întrețin oscilațiile acestora.
- Cele două acțiuni, decalate în timp cu $\Delta\tau$ datorită nesincronizării la cele două capete ale transportorului, vor fi studiate separat și efectele lor (sarcinile dinamice) vor fi apoi însumate conform principiului suprapunerii efectelor.
- Originea coordonatelor care determină poziția unei secțiuni oarecare a lanțului se consideră în punctul de desfășurare a lanțului de pe steaua de acționare luată în studiu, după cum se vede în figura 1.

Schema mecanică echivalentă a sistemului este redată în fig. 2.

Rezolvarea analitică a ecuațiilor diferențiale ale mișcării elementului de bară, conduce la expresii ale sarcinilor dinamice $S_{id} = E_0 \frac{\partial U_{ij}}{\partial X_i}$

ca sume de funcții $\Theta_i(t)$, defazate în timp, de forma $\Theta_i\left(t - \frac{x}{c_i}\right)$ unde x este o lungime, c_i este viteza de propagare a undelor elastice în ramurile transportorului, iar:

$$\Theta_1(t) = \frac{E_0 \omega R}{c} \left[\cos \omega(\tau - t) - \left(\cos \omega\tau - \frac{\mu g}{\omega R} \right) H(t_0 - t) \right] H(t) \quad (1)$$

$$\Theta_2(t) = \Theta_1(t - \Delta\tau) \quad \left(t_0 = \frac{\omega R \cos \omega\tau}{\mu g} \right)$$

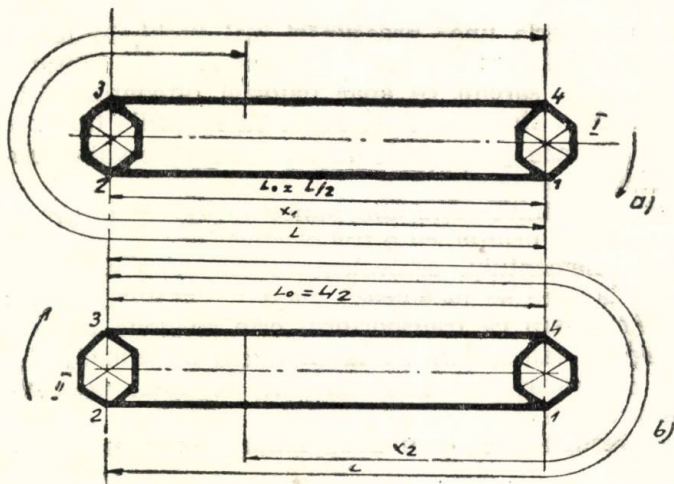


Fig. 1

în care E_0 este rigiditatea dinamică a lanțului, ω — viteza unghiulară de rotație a stelelor de acționare, R — raza cercului circumscris polinomului de angrenare, τ — semiperioada de angrenare și μ — coeficientul de rezistență la deplasarea lanțului.

Aceste expresii ale sarcinilor dinamice ne-au inspirat studierea fenomenului fizic de propagare a undelor elastice în lanțurile transportoarelor, studiu pe care l-am făcut în patru cazuri de funcționare a transportorului, notate mai jos: I a și b, II a și b. Aceste situații corespund: I — transportorul funcționând în gol (neîncărcat), II — transportorul funcționând încărcat, a — tensiunea inițială în lanțuri mai mare decât cea critică ($S_0 > S_{cr}$); b — $S_0 < S_{cr}$.

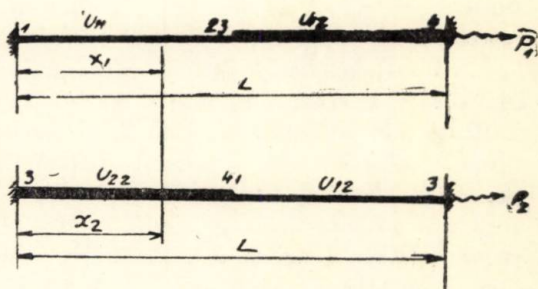


Fig. 2

Precizăm că se numește tensiune inițială critică acea tensiune inițială pentru care, în timpul funcționării transportorului apar puncte ale lanțului cu tensiune nulă (acestea sînt punctele 1 sau 3 de desfășurare a lanțului de pe stelele motoare).

Mai facem observația că undele incidente cu sursa în punctele 4 și 2 produc eforturi dinamice de întindere, iar cele avînd sursa în punctele 1 și 3, eforturi de compresiune, mai exact, eforturi negative care le slăbesc pe cele de întindere. Ținem cont de faptul că frontul unei unde elastice, care se propagă cu viteza c printr-un mediu elastic, atinge un punct aflat la distanța x de punctul sursă cu o întârziere $t = \frac{x}{c}$ față de momentul producerii unde.

Mai stabilim următoarele deosebiri în caracterul procesului de propagare a undelor elastice, în cele patru cazuri de funcționare mai sus-enunțate:

— Diferența dintre regimurile de funcționare I și II constă în aceea că în primul caz vitezele de propagare a undelor elastice în cele două ramuri ale transportoarelor sînt egale, pe cînd în al doilea, nu. Aceasta înseamnă, după cum se știe, că în primul caz undele elastice vor trece păstrîndu-și amplitudinea dintr-o ramură a lanțului în cealaltă, pe cînd în al doilea caz o undă ce ajunge în această secțiune de separație între cele două medii elastice diferite, se va defalca într-o undă refractată și una reflectată. Scriind relațiile de continuitate în aceste secțiuni de separație pentru funcțiile ce reprezintă deplasarea elastică u și deformația relativă $\frac{\partial u}{\partial x}$ se ajunge ușor la concluzia că amplitudinile undelor reflectate și refractate se obțin din amplitudinile undelor inci-

dente prin înmulțirea cu coeficientii de reflexie $\frac{\Delta_i - 1}{\Delta_i + 1}$, respectiv de refracție $\frac{2}{\Delta_i + 1}$ unde $\Delta_i = \frac{c_i}{c_j}$ ($i=1, 2$; $i \neq j$), iar c_i ($i=1, 2$) sînt vitezele de propagare a undelor elastice în cele două ramuri ale transportorului. Se observă din aceste formule că pentru $c_i = c_j$ (cazul I) $\Delta_i = 1$ deci undele reflectate lipsesc, iar coeficientul de refracție este egal cu unitatea.

— Diferențele dintre regimurile de funcționare a) ($S_0 > S_{cr}$ și b) ($S_0 < S_{cr}$), constă în aceea că în cazul a) toate cele patru puncte ale lanțului (de înfășurare: 4 și 2, și de desfășurare: 1 și 3) sînt surse ale undelor elastice, iar sistemul mecanic echivalent lanțului de tracțiune este tija elastică încastrată la ambele capete ceea ce înseamnă că la reflexia undelor în cele două secțiuni limită ale tijei semnul deformațiilor relative (deci și al eforturilor) nu se schimbă, pe cînd în cazul b) doar punctele de înfășurare a lanțului (4 și 2) sînt surse ale undelor incidente, iar sistemul mecanic echivalent lanțului de tracțiune este tija elastică încastrată în punctul 4 sau 2 (de înfășurare a lanțului) și liberă la celălalt capăt (1 respectiv 3: puncte de desfășurare a lanțului, unde tensiunea e nulă), și ca urmare la reflexia undelor în punctele 4 respectiv 2 (capetele încastrate ale tijelor) eforturile dinamice nu schimbă de semn, pe cînd la reflexia în punctele 1 respectiv 3 (capetele libere ale tijelor) eforturile dinamice schimbă de semn.

Cazul I. a) ($C_1 = C_2 = C$; $S_0 > S_{cr}$).

Utilizînd un sistem de coordonate x, t pentru descrierea procesului de propagare a undelor în tije elastice, obținem în acest caz schema reprezentată în fig. 3, în care Θ_i sînt funcțiile de undă.

Însumînd toate funcțiile undelor ce ajung în secțiunea x_i ($i=1, 2$) provenind din punctele de acțiune ale forței perturbatoare P_1 (4 și 1 pentru P_1 ; 2 și 3 pentru P_2) obținem sarcinile dinamice:

$$S_{id} = -\Theta_i \left(t - \frac{x_i}{c} \right) + \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^{k-1} \left[\Theta_i \left(t - \frac{KL - x_i}{c} \right) + \Theta_i \left(t - \frac{KL + x_i}{c} \right) \right]_{(i=1,2)} \quad (2)$$

Cu formula (2) se poate verifica ușor că în punctele 2—3 ($x_1 = \frac{L}{2}$) și 4—1 ($x_2 = \frac{L}{2}$) sarcinile dinamice S_{1d} și respectiv S_{2d} vor fi nule. Cum sarcina dinamică totală dintr-un punct este $S_d = S_{1d} + S_{2d}$, avem pentru punctul 4—1 (steaua de acțiune I):

$$S_{1d} = S_{1d} |_{x_1=0} + S_{2d} |_{x_2=\frac{L}{2}}$$

Cum ultimul termen se anulează, rezultă:

$$S_{1d} = S_{1d} \big|_{x_1=0} = -\Theta_1(t) + 2 \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^{k-1} \Theta_1 \left(t - \frac{kL}{c} \right) \quad (3)$$

Sarcina dinamică totală în punctul 2—3 (steaua de acționare II) este:

$$S_{11d} = S_{1d} \big|_{x_1 = \frac{L}{2}} + S_{2d} \big|_{x_2=0}$$

Cum primul termen se anulează, rezultă:

$$S_{11d} = S_{2d} \big|_{x_2=0} = -\Theta_2(t) + 2 \sum_{k=1}^{\infty} (1)^{k-1} \Theta_2 \left(t - \frac{kL}{c} \right) \quad (4)$$

Deci din punctele 4—1 și 2—3 lanțul e descărcat de anumite sarcini dinamice.

Mai există însă pe fiecare ramură a transportorului (1—2 și 3—4) câte două puncte, aflate la distanțele x_{10} și x_{20} de punctele de desfășurare (1 și 3) în care perechi de unde de semn contrar se întâlnesc în același timp realizând deci și aici o micșorare a sarcinilor dinamice (fig. 3):

$$x_{10} = \frac{1}{2} \left(\frac{L}{2} + c\Delta\tau \right); \quad x_{20} = \frac{1}{2} \left(\frac{L}{2} - c\Delta\tau \right) \quad (5)$$

Secțiunile x_{10} și x_{20} sînt egal distanțate de mijlocul ramurii și se observă că $\lim_{\Delta\tau \rightarrow 0} x_{10} = \lim_{\Delta\tau \rightarrow 0} x_{20} = \frac{L}{4}$.

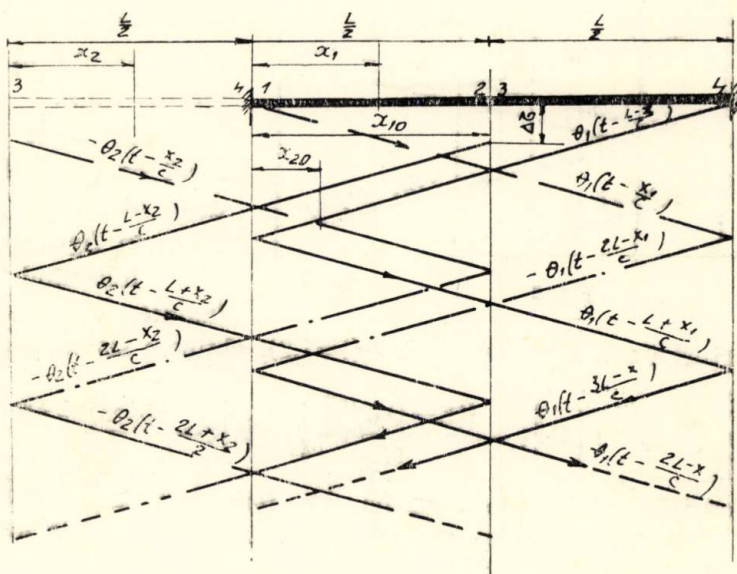


Fig. 3

Calculind sarcinile dinamice în aceste secțiuni se obține:

$$S_{10d} = \sum_{K=1}^{\infty} (-1)^{K-1} \left\{ \Theta_1 \left[t + \frac{\Delta\tau}{2} - \frac{(4K-1)L}{4c} \right] - \Theta_1 \left[t + \frac{\Delta\tau}{2} - \frac{(4K-1)L}{4c} \right] \right\} \quad (6)$$

$$S_{20d} = \sum_{K=1}^{\infty} (-1)^K \left\{ \Theta_1 \left[t + \frac{\Delta\tau}{2} - \frac{(4K-3)L}{4c} \right] - \Theta_2 \left[t - \frac{\Delta\tau}{2} - \frac{(4K-3)L}{4c} \right] \right\} \quad (7)$$

Se observă că $\lim_{\Delta\tau \rightarrow 0} S_{10d} = \lim_{\Delta\tau \rightarrow 0} S_{20d} = 0$.

Din cele de mai sus rezultă că în cazul angrenării sincrone ($\Delta\tau=0$) în punctele de la mijlocul celor două ramuri ale transportorului funcționind neîncărcat și cu $S_0 > S_{cr}$, tensiunile dinamice sînt nule, iar în cazul angrenării asincrone ($\Delta\tau \neq 0$), în cîte două puncte egal depărtate de capetele transportorului, aceste sarcini variază de la minime la valori oarecare, comportare caracteristică fenomenului de „bătăi“.

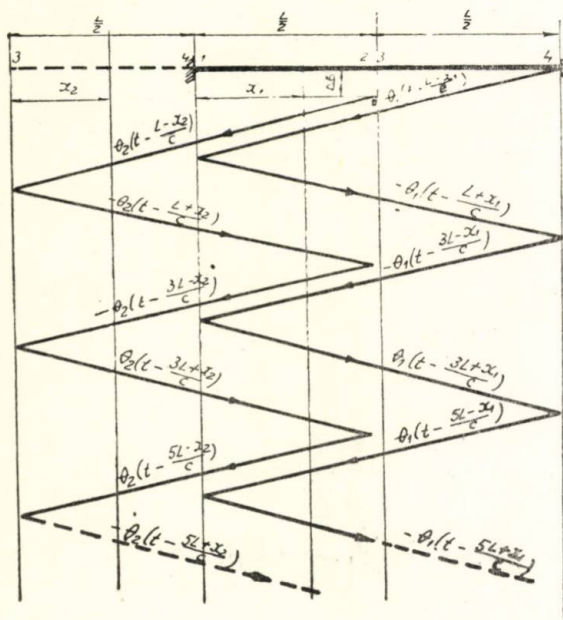


Fig. 4

Cazul I. b) ($c_1=c_2=c$; $S_0 < S_{cr}$).

În acest caz procesul de propagare a undelor elastice în lanț arată ca în figura 4.

Înlocuind ca mai înainte efectele fiecărei forțe perturbatoare P_i în secțiunile x_i ($i=1,2$), obținem sarcinile dinamice:

$$S_{id} = \sum_{K=1}^{\infty} (-1)^{K-1} \left\{ \Theta_i \left[t - \frac{(2K-1)L - x_i}{c} \right] - \Theta_i \left[t - \frac{(2K-1)L + x_i}{c} \right] \right\}. \quad (8)$$

Formulele (8) se pot obține din formulele (2), deduse pentru cazul I. a), dacă în acestea din urmă anulăm toate undele avînd sursa în punctele 1 și 3, iar între undele rămase schimbăm semnul celor reflectate în aceste puncte.

Cazul II. a) ($c_1 > c_2$; $S_0 < S_{cr}$).

Modul de propagare a undelor elastice în lanțuri este arătat în figura 5.

Deasupra fiecărei unde este scris coeficientul care înmulțește funcția de undă Θ_i .

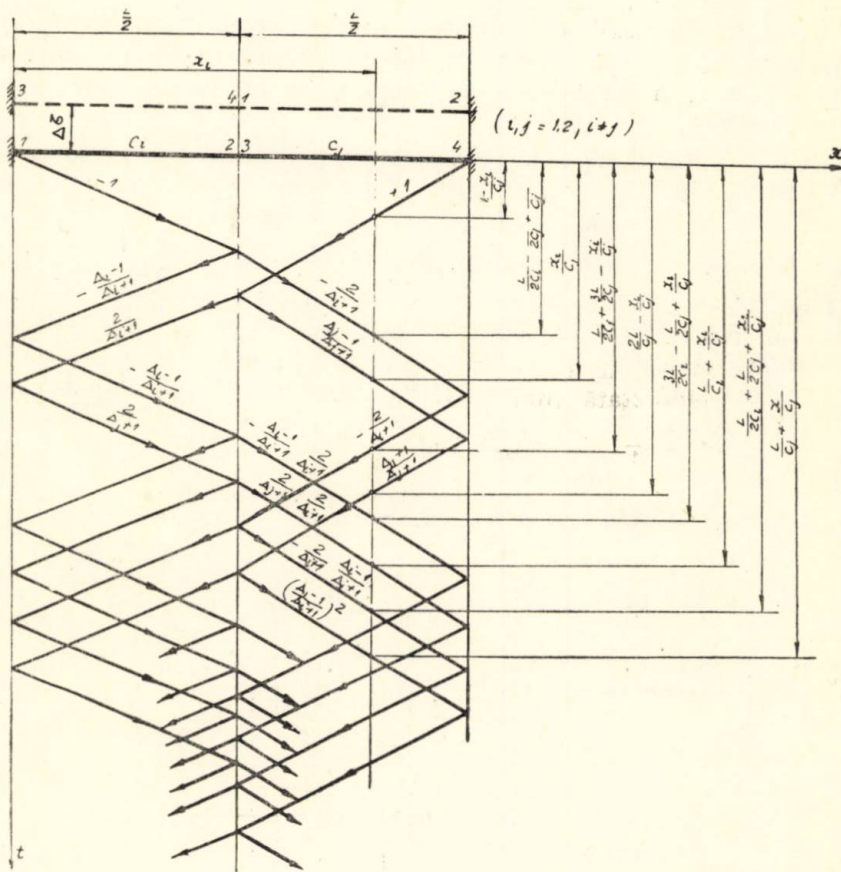


Fig. 5

Procedînd la sumarea funcțiilor de undă din secțiunea ($x_i > \frac{L}{2}$ spre exemplu) obținem:

$$S_{id} = \Theta_i \left(t - \frac{L - x_i}{c_j} \right) - \frac{2}{\Delta_i + 1} \left\{ \Theta_i \left[t - \left(\frac{L}{2c_i} - \frac{L}{2c_j} + \frac{x_i}{c_j} \right) \right] + \right. \\ \left. + \Theta_i \left[t - \left(\frac{L}{2c_j} + \frac{3L}{2c_j} - \frac{x_i}{c_j} \right) \right] \right\} + \frac{\Delta_j - 1}{\Delta_j + 1} \left\{ \Theta_i \left(t - \frac{x_i}{c_j} \right) + \right.$$

$$\begin{aligned}
& + \Theta_i \left[t - \left(\frac{3L}{c_j} - \frac{x_i}{c_j} \right) \right] \Bigg\} - \frac{2}{\Delta_{i+1}} \left\{ \frac{\Delta_i - 1}{\Delta_{i+1}} \Theta_i \left[t - \left(\frac{3L}{2c_i} - \frac{L}{2c_j} + \frac{x_i}{c_j} \right) \right] + \right. \\
& + \frac{\Delta_i - 1}{\Delta_{j+1}} \Theta_i \left[t - \left(\frac{L}{2c_i} + \frac{L}{2c_j} + \frac{x_i}{c_j} \right) \right] \Bigg\} + \frac{2}{\Delta_{j+1}} \left\{ \frac{2}{\Delta_{i+1}} \Theta_i \left[t - \left(\frac{L}{c_i} + \frac{x_i}{c_j} \right) \right] + \right. \\
& \left. \left. + \frac{2}{\Delta_{j+1}} \Theta_i \left[t - \left(\frac{L}{c_j} + \frac{x_i}{c_j} \right) \right] \right\} + \dots \quad i, j=1, 2; i \neq j
\end{aligned} \quad (9)$$

Sumarea acestor funcții de undă se face greoi, formulele se complică pe măsura trecerii timpului, numărul de unde crescând în progresie geometrică (după n parcurgeri ale lanțului, numărul undelor dintr-o secțiune este $N=2^{n+2}-6$).

În cazul practic de funcționare a transportoarelor vitezele c_1 și c_2 de propagare a undelor în cele două ramuri nu diferă prea mult, ceea ce ne dă posibilitatea de a neglija undele reflectate la mijlocul tijelor elastice, față de cele refractate, coeficienții de reflexie $\frac{\Delta_i - 1}{\Delta_{i+1}}$ fiind foarte mici. Măsurători practice la transportoarele SKR-1 arată că amplitudinea undelor refractate e de 4—5 ori mai mare decât a celor reflectate. Prin neglijarea undelor reflectate în secțiunea mediană rețeaua undelor elastice se prezintă ca în fig. 6, care se prezintă asemănător cu fig. 3 (cazul I. a), completată fiind doar cu coeficienții de refracție,

$$K_i = \frac{2}{\Delta_{i+1}}, \quad K_j = \frac{2}{\Delta_{j+1}}, \quad (i, j=1, 2; i \neq j).$$

În locul vitezelor c_i ($i=1, 2$) se poate lucra cu viteza medie

$$c = \frac{2c_1c_2}{c_1 + c_2}.$$

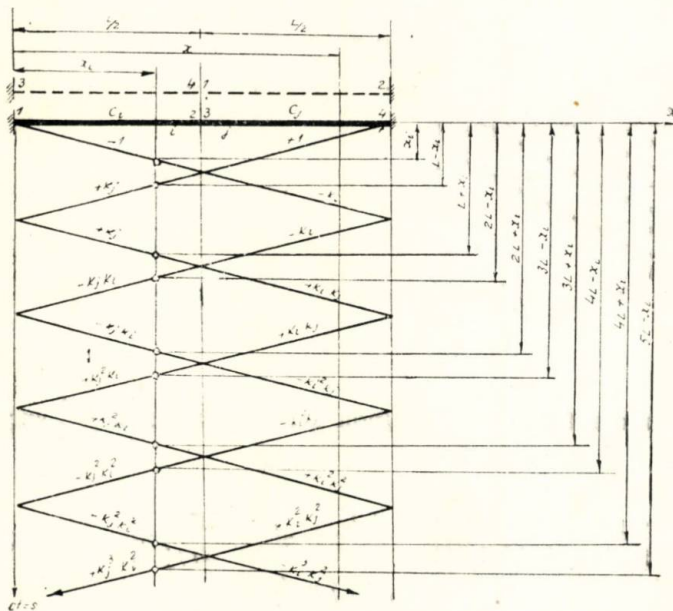


Fig. 6

Prin sumarea funcțiilor de undă din secțiunea x_i se obțin sarcinile dinamice:

Pentru $x_i < \frac{L}{2}$:

$$S_{id} = -\Theta_i \left(t - \frac{x_i}{c} \right) - \sum_{n=1}^{\infty} (K_i K_j)^n \left[\Theta_i \left(t - \frac{2nL - x_i}{c} \right) + \right. \\ \left. + \Theta_i \left(t - \frac{2nL + x_i}{c} \right) \right] + \sum_{n=1}^{\infty} K_j^n K_i^{n-1} \left\{ \Theta_i \left[t - \frac{(2n-1)L - x_i}{c} \right] + \right. \\ \left. + \Theta_i \left[t - \frac{(2n-1)L + x_i}{c} \right] \right\}. \quad (10) \quad i, j = 1, 2; i \neq j$$

Pentru $x_i > \frac{L}{2}$:

$$S_{id} = -K_i \Theta_i \left(t - \frac{x_i}{c} \right) - \sum_{n=1}^{\infty} K_i^n K_j^{n-1} \left[\Theta_i \left(t - \frac{2nL - x_i}{c} \right) + K_i K_j \Theta_i \left(t - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{2nL + x_i}{c} \right) \right] + \sum_{n=1}^{\infty} (K_i K_j)^{n-1} \left\{ \Theta_i \left[t - \frac{(2n-1)L - x_i}{c} \right] + K_i K_j \Theta_i \left[t - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{(2n-1)L + x_i}{c} \right] \right\} \quad \left(K_i = \frac{2}{\Delta_i + 1}; \quad K_j = \frac{2}{\Delta_j + 1} \right) \quad (11) \\ (i, j = 1, 2; i \neq j)$$

Sarcinile dinamice în acest caz se scriu:

Pentru $x_i < \frac{L}{2}$:

$$S_{id} = \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^{n-1} K_j^n K_i^{n-1} \left\{ \Theta_i \left[t - \frac{(2n-1)L - x_i}{c} \right] - \Theta_i \left[t - \frac{(2n-1)L + x_i}{c} \right] \right\} \quad (12) \\ (i, j = 1, 2; i \neq j)$$

Pentru $x_i > \frac{L}{2}$:

$$S_{id} = \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^{n-1} (K_i K_j)^{n-1} \left\{ \Theta_i \left[t - \frac{(2n-1)L - x_i}{c} \right] - \right. \\ \left. - K_i K_j \Theta_i \left[t - \frac{(2n-1)L + x_i}{c} \right] \right\}. \quad (13) \quad (i, j = 1, 2; i \neq j)$$

Se observă că pentru $c_1 = c_2 = c$, $K_1 = K_2 = 1$ și formulele (10) și (11) se transformă în relațiile (2) deduse pentru cazul I. a).

Cazul II. b) ($c_1 > c_2$; $S_o < S_c$).

Modul de propagare a undelor elastice e arătat în fig. 7.

Relațiile (12) și (13) se pot obține din (10) și (11) prin anularea undelor cu sursa în punctele 1 și 3 și prin schimbarea semnului undelor reflectate în aceste puncte.

Concluzii

Expresiile (2), (8) și (9) ale sarcinilor dinamice sînt identice cu cele deduse pe cale analitică.

Metoda grafoanalitică expusă mai sus are avantajul simplității față de calculul analitic, creează o imagine a desfășurării procesului

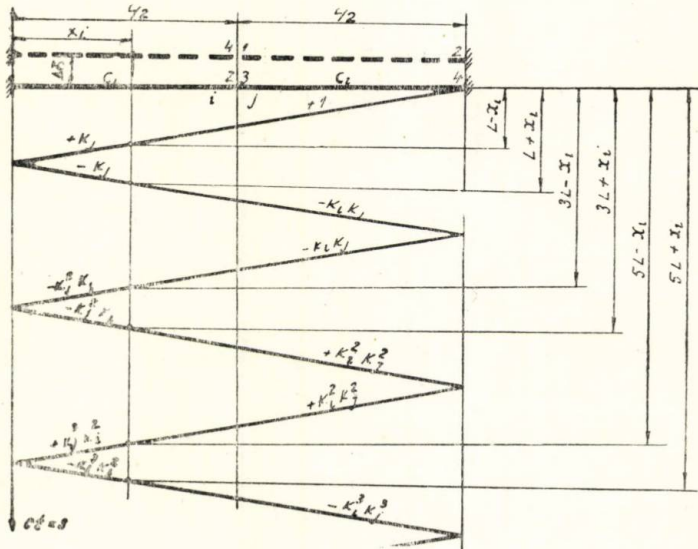


Fig. 7

fizic de propagare a undelor în lanțuri, ușurează determinarea algoritmului de scriere a funcțiilor de undă și ne-a permis și o rezolvare rapidă a cazului II. b), netratat analitic anterior.

Bibliografie

- [1]. CONSTANTINESCU, I. N.: *Contribuții la studiul cinematicii și dinamicii transportoarelor cu raclete*. Teză de doctorat, Institutul de mine Petroșani, 1970.
- [2]. MARIAN, I.: *Transport minier*. Editura didactică și pedagogică, București, 1965.
- [3]. SMIRNOV, V. K.: *Distribuția eforturilor în lanțuri la transportoarele cu raclete cu lanțuri duble*. Probleme de transport minier, Culegere de articole, Moscova, nr. 7, 1963.
- [4]. STOKNAM, I. G.: *Dinamika tiagovît tepei rudnicnii konveierov*. Moscova, Ugletehizdat, 1959.

DETERMINAREA RELAȚIILOR DE CALCUL ALE FORȚELOR DIN ARTICULAȚIILE ȘI BARELE MECANISMELOR DE DIRECȚIE

P. ALEXANDRU, S. BOBANCU

Utilizând metoda determinării forțelor din barele mecanismului de direcție plecând de la expresiile rezistențelor de rulare și considerând mecanismul într-o poziție curentă de mișcare — vehiculul în viraj, sînt determinate expresiile analitice ale reacțiunilor din cuplele cinematice ale mecanismului de poziționare a roților directoare — pentru toate schemele uzuale.

En vertu des relations analytiques concernant les réactions entre les pneus et la voie de roulement (proposées par certains chercheurs) et en vertu des expressions angulaires de position des éléments cinématiques et des rapports de transmission du mécanisme (déterminés dans les ouvrages des auteurs), on y trouve les expressions des forces agissant dans les articulations des mécanismes de direction.

Les mouvements lents et les masses faibles des barres du mécanismes rendent négligeables les forces d'inertie, mais les articulations sphériques des

barres transversales (qui ne sont pas chargées de forces extérieures ayant des réactions du couple tout le long des barres), impliquent l'assimilation du mécanisme spatial avec un mécanisme plan dont les paramètres cinématiques sont considérés réels — spatiaux.

Les relations y déterminées, à partir des forces de résistance jusqu'aux roues directrices, permettent de calculer les réactions dans une position de virage courant du véhicule et la force d'équilibre nécessaire pour l'élément directeur. Et de cette façon, le calcul de la résistance des barres devient concluant en s'y révélant aussi, une série de conclusions importantes relatives aux divers schémas des mécanismes de direction usuels.

Nous considérons que le présent travail est particulièrement utile pour ceux qui s'occupent du calcul et de la construction des mécanismes pour les véhicules auto-routiers. Ce travail est une conséquence naturelle du calcul cinématique et analytique effectué par les auteurs, l'étude générale de ces mécanismes devenant ainsi unitaire et plus complète.

1. Introducere

Cunoașterea expresiilor analitice ale forțelor din barele și articulațiile mecanismelor de direcție ale autovehiculelor rutiere constituie o problemă de primă importanță pentru dimensionarea corectă a elemen-

telor sistemului de direcție, o problemă majoră pentru siguranța circulației.

Este intrat în uzul curent ca acest calcul să se efectueze pe baza presupunerii unei forțe maxime la volan (40 daN), mecanismul de direcție fiind în poziția corespunzătoare mersului rectiliniu [8]. Această metodă nu reflectă însă nici capacitatea de încărcare a vehiculului, nici sarcina care revine roților directoare (ducând la date de calcul nereale), nici influența poziției curente a elementelor mecanismului pentru vehiculul aflat în viraj.

Apariția unor lucrări care să evalueze momentul de rezistență la rulare face posibilă aplicarea metodei de calcul bazată pe rezistențele de rulare la roțile directoare ale vehiculului aflat în viraj.

Astfel M. Lisov [4] propune pentru evaluarea momentului de rezistență la roțile directoare în timpul virării expresia:

$$M = (0,13 \mu R + \rho \cdot r) G_k, \quad (1)$$

în care μ este coeficient de frecare al pneului cu calea de rulare, R — raza roții directoare, ρ — coeficient de rezistență la rulare, r — raza cercului de direcție (distanța de la punctul de contact pneu—drum la pivotul inclinat) și G_k — sarcina verticală (încărcarea) pe roata directoare (figura 1).

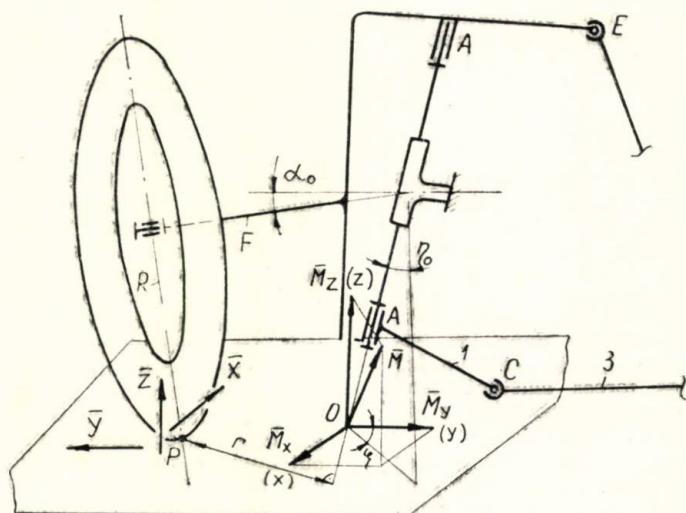


Fig. 1

Analizând influența proprietăților șoselei asupra forțelor de conducere, D. Thomas [7] propune pentru momentul de rezistență la rulare în jurul pivotului (figura 1) relația:

$$M = X [(F \cos \alpha_0 - R_d \sin \alpha_0) - \operatorname{tg} \delta_0 (F \sin \alpha_0 + R_d \cos \alpha_0)] + Z \sin \Theta \sin \eta_0 (r + R_d \sin \eta_0 \cos \Theta), \quad (2)$$

în care $X = \rho Z$ — rezistența de rulare, F — lungimea fuzetei, α_0 — unghiul de cădere al roții, R_d — raza dinamică a roții, η_0 — unghiul spațial al pivotului ($\operatorname{tg} \eta_0 = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta_0 + \operatorname{tg}^2 \delta_0}$), δ_0 — unghiul de înclinare laterală al pivotului, β_0 — unghiul de fugă al pivotului, Z — greutatea pe roată (figura 1) și Θ — unghiul de bracare al roții directoare.

De asemenea A. Zomotor [9] deduce relațiile momentelor pe pivotul fuzetei (figura 1):

$$M = M_x \sin \eta_0 \sin \xi + M_y \sin \eta_0 \cos \xi + M_z \cos \eta_0; \quad (3a)$$

$$M_x = Z \cdot r; \quad M_y = Z R_d \sin \eta_0 \sin \Theta; \quad M_z = Y (R_d \sin \xi \sin \Theta + x_y) + X \cdot r, \quad (3b)$$

în care ξ este unghiul dintre proiecția pivotului în plan orizontal și osia din față a vehiculului și Y — componenta transversală a reacțiunii sol-pneu (forța laterală) datorată în general forței centrifuge a vehiculului.

Relații utile de calcul ale momentelor ce acționează asupra roților articulate de pivotii fuzetelor se găsesc și în lucrările [3, 6].

Pe de altă parte, recente lucrări ale primului autor [1, 2] permit calcularea unghiurilor curente de poziție ale barelor mecanismului de direcție în timpul virării, pentru toate schemele uzuale cu patru, șase și opt elemente.

Bazat pe acestea, lucrarea de față își propune determinarea expresiilor analitice de calcul ale forțelor din barele mecanismelor de direcție pentru calculul de rezistență, plecând de la rezistențele de rulare în curbe (relațiile 1, 2, 3) și ținând seama de pozițiile reale ale barelor mecanismului și roților directoare în timpul virării (lucrările [1, 2]) — utilizând metode generale ale Teoriei mecanismelor [5]. Prin aceasta se umple golul existent în literatura de specialitate privind:

— inexistența relațiilor corecte de calcul ale forțelor pe baza rezistențelor de rulare;

— inexistența relațiilor de calcul în funcție de pozițiile curente ale pîrghiilor;

— neabordarea mecanismelor de direcție cu scheme complexe (și totuși uzuale);

— lipsa aprecierilor comparative ale diferitelor scheme de mecanisme.

2. Determinarea forțelor din articulațiile mecanismelor de direcție

Calculul forțelor din bare și articulații se va face în următoarele ipoteze:

— modelarea efectului reacțiunilor din cupla pneu-cale de rulare (relațiile 1, 2, 3) prin forțele R_c și R_i pe fuzete — pîrghiile de direcție

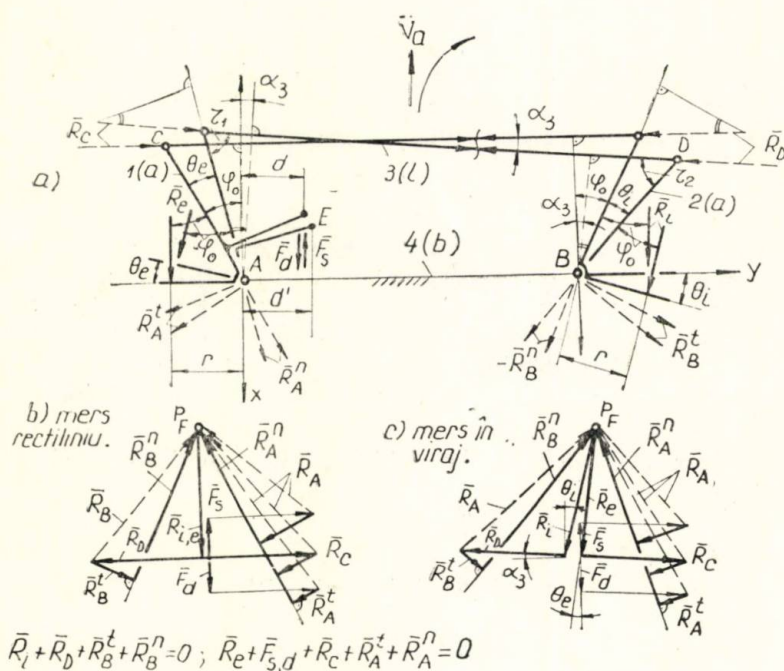
ale mecanismului (prin aceste reacțiuni se ține seama și de solicitările dinamice ale direcției);

— forțele de greutate și inerție ale barelor mecanismului neglijabile (mase mici și mișcări lente);

— mecanisme de direcție plane, ținându-se totuși seama de caracterul spațial al mecanismului prin unghiurile $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_5$ reale [1, 2]. De altfel prin legarea biețelor-bare transversale 3—3' de pîrghiile de direcție 1—2—5 cu ajutorul articulațiilor sferice, direcțiile forțelor din cuplele C—D—E—F (vezi fig. 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8) coincid cu linia articulațiilor (barele transversale nefiind încărcate cu forțe).

2.1. Trapezul de direcție (mecanism cu lanț cinematic patrulater L_4).

Luînd o poziție curentă de virare, corespunzătoare unghiurilor de bracare Θ_e și Θ_i la roțile directoare din exteriorul și interiorul curbei,



reacțiunile căii de refulare la fuzetele 1 și 2, R_e și R_i (figura 2), acționează la brațul r . Notîndu-se reacțiunile $R_{31}=R_C$, $R_{32}=R_D$, $R_{41}=R_A$ și $R_{42}=R_B$ și luînd pîrghia 1 element conducător, grupa cinematică 2—3 conține bara transversală 3 neîncărcată.

În figura 2 a este reprezentat trapezul de direcție *anterior* osiei din față, atât în poziția neutră cît și într-o poziție de mișcare curentă. Din echilibrul pîrghiei 2 rezultă reacțiunile:

$$R_D = \frac{R_i}{a} \cdot \frac{r}{\cos(\varphi_0 + \Theta_i - \alpha_3)} = R_C; R_B^t = \frac{R_i}{a} (r - a \sin \varphi_0); \quad (4)$$

$$R_B^n = R_i \cos \varphi_0 - R_D \sin(\varphi_0 + \Theta_i - \alpha_3) = R_i [\cos \varphi_0 - \frac{r}{a} \operatorname{tg}(\varphi_0 + \Theta_i - \alpha_3)], \quad (5)$$

în care $a = AB = CB$ lungimea pîrghiilor de direcție, α_3 — unghiul de poziție al barei transversale și φ_0 — unghiul de poziție neutră al pîrghiilor de direcție.

Din echilibrul pîrghiei 1 rezultă expresiile:

$$R_A^t = \frac{R_e}{a} (r - a \sin \varphi_0) + \frac{F_s}{a} [d' + a \sin(\varphi_0 - \Theta_e)]; \quad (6)$$

$$R_A^n = R_e \cos \varphi_0 + R_C \sin(\varphi_0 - \Theta_e + \alpha_3) - F_s \cos(\varphi_0 - \Theta_e + \alpha_3), \quad (7)$$

în care $\bar{F}$ reprezintă forța cu care trebuie acționat (prin intermediul transmisiei volan-casetă de direcție-levier-bară longitudinală) asupra pîrghiei 1 și d' — brațul de acționare al forței $\bar{F}$. Luîndu-se pentru toate schemele cazul virării spre dreapta, forța $\bar{F}$ s-a notat cu $\bar{F}_s$ cînd acționează în sensul micșorării virării — adică în sensul de rotire spre stînga, și cu $\bar{F}_d$ cînd acționează în sensul măririi virării — adică în sensul de rotire spre dreapta (din poziția curentă reprezentată). Valoarea forței de echilibrare devine:

$$F_s = \frac{R_C}{d'} a \cos(\varphi_0 - \Theta_e + \alpha_3) - \frac{R_e}{d'} r = \frac{r}{d} \left[R_i \frac{\cos(\varphi_0 - \Theta_e + \alpha_3)}{\cos(\varphi_0 + \Theta_i - \alpha_3)} - R_e \right] = \frac{r}{d'} (i_{21} R_i - R_e), \quad (8)$$

i_{21} fiind raportul de transmitere al trapezului. Din relația (8) se desprind cazurile:

$$a) R_e > i_{21} R_i \Rightarrow F \equiv F_d = \frac{r}{d'} (-R_i i_{21} + R_e),$$

pentru menținerea poziției de virare trebuie acționat în sensul de virare;

$$b) R_e < i_{21} R_i \Rightarrow F \equiv F_s = \frac{r}{d'} (R_i i_{21} - R_e),$$

tendință de mărire a virării, pentru menținerea echilibrului în poziția de virare trebuie acționat la volan în sens invers virării. Bineînțeles, se subînțelege că această tendință de mărire a virării este raportată numai

la efectul forțelor $\bar{R}_e$ și $\bar{R}_i$ (prin intermediul mecanismului de direcție), neluându-se în considerare aici efectul normal de autorevenire a direcției spre mersul rectiliniu, dat de unghiurile de poziție ale pivotilor și fuzetelor. În fond această tendință micșorează doar din momentul de redresare al direcției, ceea ce este neavantajos;

$$c) R_e = i_{21} R_i \Rightarrow F = 0;$$

$$d) R_e = R_i \Rightarrow F \equiv F_s = \frac{r}{d'} R_e (i_{21} - 1), i_{21} > 1 [1,2], \quad (9)$$

tendința de mărire a virării, la volan fiind necesară forța $\bar{F}_s$ (în mod asemănător nu s-a ținut seama de momentul de redresare al direcției, care se suprapune peste această tendință). Concluzia interesantă dedusă de aici este aceea că în curbă, pentru forțe de rezistență egală la roțile directoare, există tendința de mărire a virării, ceea ce micșorează din efectul de autorevenire a direcției, momentul de redresare fiind astfel diminuat cu valoarea $F_s d' = r \cdot R_e (i_{21} - 1)$.

Pentru poziția de mers rectiliniu $\theta_e = \theta_i = 0$, $\alpha_3 = 0$ și $i_{21} = 1$, relațiile (4) ÷ (8) iau forme simplificate. În figurile 2 a, b sînt reprezentate poligoanele forțelor pentru pîrghiile 1 și 2 în cazul de mers rectiliniu și viraj.

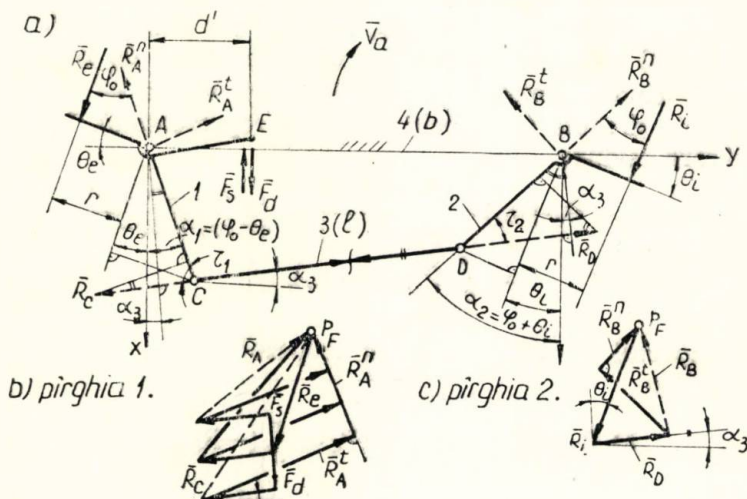


Fig. 3

Pe baza acestor forțe, calculul de rezistență al pîrghiilor și articulațiilor decurge conform principiilor general cunoscute. Forțele $\bar{R}_{C,D}$ și $\bar{F}$ sînt maxime pentru θ_i max, deci calculul trebuie efectuat pentru poziția mecanismului la virarea maximă, și nu la poziția neutră cum frecvent se obișnuiește.

Pentru trapezul *posterior* osiei directoare (figura 3), procedind analog, rezultă:

$$R_{C,D} = \frac{R_i}{a} \cdot \frac{r}{\cos(\varphi_0 + \Theta_i + \alpha_3)}; F_s = \frac{r}{d'} (i_{21} R_i - R_c); \quad (10)$$

$$R_B^n = R_i \left[\cos \varphi_0 - \frac{r}{a} \operatorname{tg}(\varphi_0 + \Theta_i + \alpha_3) \right]; R_B^t = \frac{R_i}{a} (r + a \sin \varphi_0); \quad (11)$$

$$R_A^t = \frac{R_c}{a} (r + a \sin \varphi_0) + \frac{F_s}{a} [d' - a \sin(\varphi_0 - \Theta_c)]; \quad (12)$$

$$R_A^n = R_c \cos \varphi_0 - \frac{r}{a} R_i \frac{\sin(\varphi_0 - \Theta_c - \alpha')}{\cos(\varphi_0 + \Theta_i + \alpha_3)} - \frac{r}{d'} (i_{21} R_i - R_c) \cos(\varphi_0 - \Theta_c - \alpha_3). \quad (13)$$

Relațiile sînt asemănătoare cazului precedent, cu deosebirea că în loc de „+ α_3 ” apare „- α_3 ” și uneori în loc de „+ a ” apare „- a ”. Concluziile deduse rămîn în totalitate valabile. Reacțiunile $\bar{R}_A$ și $\bar{R}_B$ se dispun conform soluției constructive a lagărului pivot-fuzetă, iar reacțiunile $\bar{R}_C$ și $\bar{R}_D$ solicită articulațiile sferice. Identitatea forței $\bar{F}_s$ din relațiile (8) și (10) este doar formală, raportul de transmitere i_{21} avînd valori diferite pentru cele două variante. Conform relațiilor $R_{C,D}$ în cele două variante, articulațiile trapezului posterior sînt mai solicitate decît cele ale trapezului anterior.

2.2. Patrulaterul de direcție (mecanism cu lanț cinematic hexagonal L_6).

Forța depusă la volan acționează asupra pîrghiei mijlocii 5, grupele cinematice 1—3, 2—3' fiind dispuse în paralel, astfel încît relațiile forțelor din cuple vor avea forme asemănătoare, acțiunea reacțiunilor $\bar{R}_i$ și $\bar{R}_c$ asupra pîrghiei 5 fiind independentă.

Figura 4 redă patrulaterul de direcție cu două bare transversale cu pîrghie mijlocie *articulată în față*, într-o poziție de virare curentă. Forțele din articulații vor avea expresiile:

$$R_D = \frac{R_i}{a} \cdot \frac{r}{\cos(\varphi_0 + \Theta_i + \alpha'_3)} = F_F; R_C = \frac{R_c}{a} \frac{r}{\cos(\varphi_0 - \Theta_c - \alpha_3)} = F_E; \quad (14)$$

$$R_{A,B}^t = \frac{R_{c,i}}{a} (r + a \cos \varphi_0); F_s = \frac{r}{d'} (R_i i_{25} - R_c i_{15}); \quad (15)$$

$$R^n = R_c \cos \varphi_0 - R_c \sin(\varphi_0 - \Theta_c - \alpha_3); R_B^n = \\ = R_i \cos \varphi_0 - R_D \sin(\varphi_0 + \Theta_i + \alpha'_3). \quad (16)$$

Forțele maxime rezultă în conturul (II), pentru $\Theta_{i_{\max}}$, deci calculul de rezistență trebuie efectuat în această situație.

Analiza relației forței $\bar{F}_s$, generată de acțiunea la volan, conduce la situațiile caracteristice de mai sus:

- a) $R_i i_{25} \Rightarrow R_e i_{15} \Rightarrow F \equiv F_s$;
b) $R_i i_{25} = R_e i_{15} \Rightarrow F = 0$;
c) $R_i i_{25} < R_e i_{15} \Rightarrow F \equiv F_d = \frac{r}{d'} (R_e i_{15} - R_i i_{25})$;
d) $R_e = R_i \Rightarrow F \equiv F_s = \frac{r}{d'} R_e (i_{25} - i_{15})$, $i_{25} > i_{15}$ [1,2],

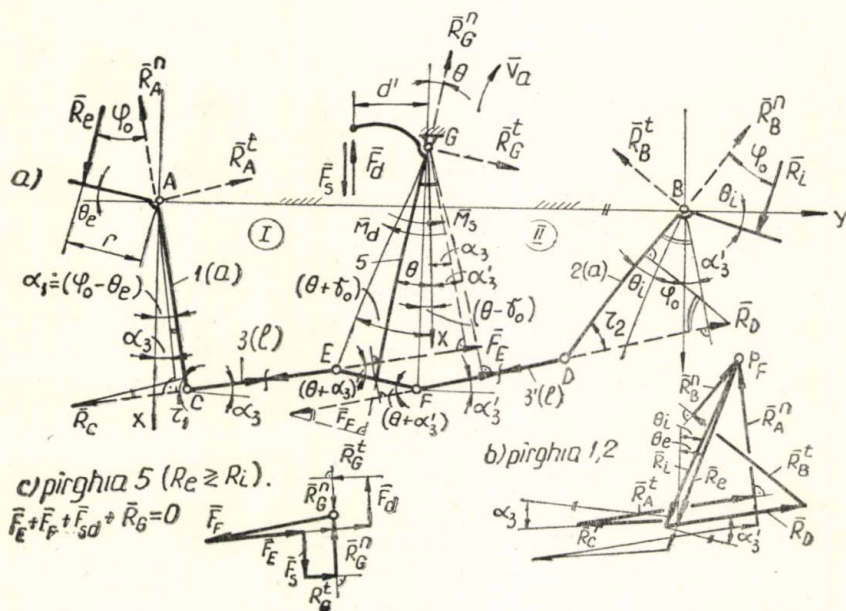


Fig. 4

deci există o tendință de mărire a virării care se suprapune peste momentul de redresare al direcției. Tendința este nedorită, micșorînd din momentul de redresare a direcției, forța de autorevenire fiind diminuată cu valoarea forței de echilibrare $\bar{F}_s$. Raportînd relația (9) corespunzătoare trapezului prin relația (17),

$$\frac{i_{21} - 1}{i_{25} - i_{15}} = \frac{i_{51} (i_{21} - 1)}{i_{21} - 1} = \frac{1}{i_{51}} > 1, \quad i_{51} < 1 \text{ [1,2]}, \quad (18)$$

rezultă concluzia că micșorarea momentului de redresare este mai mare în cazul vehiculului echipat cu trapez de direcție.

Pentru patruleter de direcție cu pîrghie mijlocie articulată în spate (fig. 5), relațiile analitice ale forțelor vor fi:

$$R_C = \frac{R_e}{a} \cdot \frac{r}{\cos(\varphi_0 - \Theta_e + \alpha_3)} = F_E; \quad R_D = \frac{R_i}{a} \cdot \frac{r}{\cos(\varphi_0 + \Theta_i + \alpha'_3)} = F_F; \quad (19)$$

$$R_{A,B}^t = \frac{R_{e,i}}{a} (r + a \sin \varphi_0); M_s = r \cdot (R_i i_{25} - R_e i_{15}); \quad (20)$$

$$R_A^n = R_e \left[\cos \varphi_0 - \frac{r}{a} \operatorname{tg} (\varphi_0 - \Theta_c + \alpha_3) \right]; R_B^n = R_i \left[\cos \varphi_0 - \frac{r}{a} \operatorname{tg} (\varphi_0 + \Theta_i + \alpha'_3) \right]. \quad (21)$$

Asemănător, pentru $R_e = R_i$ rezultă:

$$M_s = r \cdot R_e \cdot (i_{25} - i_{15}), \quad (22)$$

$\bar{M}_s$ fiind momentul de micșorare a momentului de redresare a direcției (în lipsa momentului de redresare, $\bar{M}_s$ este momentul de echilibrare necesar). Reacțiunea din articulația G rezultă din echilibrul elementului

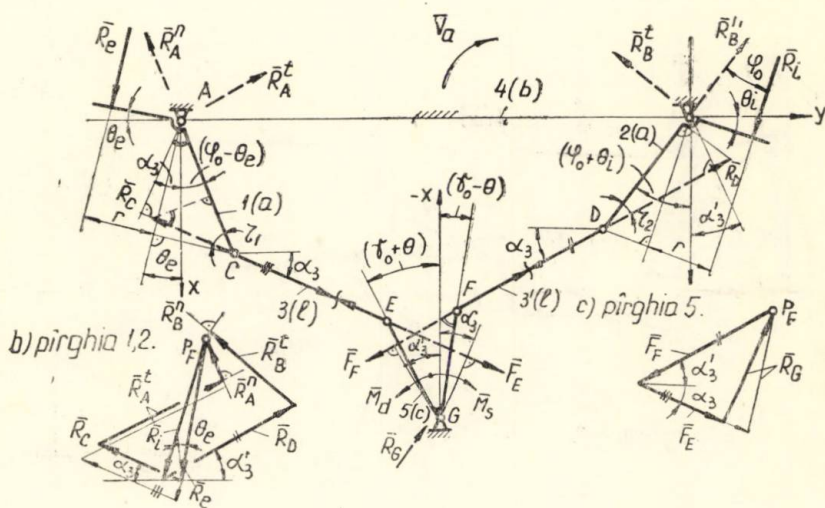


Fig. 5

5, barele transversale trebuind calculate la compresiune sub acțiunea forțelor din articulațiile sferice (14, 19), iar pîrghiile 1—2—5 la încoviere pentru poziția de virare maximă.

2.3. Mecanismul de direcție cu cremalieră (lanț cinematic L_6).

În cadrul mecanismului de direcție cu cremalieră (fig. 6), pentru poziția de virare curentă Θ_c , Θ_i , forțele din cuple au expresiile:

$$R_C = \frac{R_e}{a} \cdot \frac{r}{\cos [\alpha'_3 - (\varphi_0 - \Theta_c)]} = F_E; R_D = \frac{R_i}{a} \cdot \frac{r}{\cos (\varphi_0 + \Theta_i - \alpha'_3)} = F_F; \quad (23)$$

$$R_{A,B} = \frac{R_{e,i}}{a} (r + a \sin \varphi_0); R_A^n = R_e \left[\cos \varphi_0 - \frac{r}{a} \operatorname{tg} (\alpha_3 - \varphi_0 + \Theta_e) \right]; \quad (24)$$

$$R_B^n = R_i \left[\cos \varphi_0 - \frac{r}{a} \operatorname{tg} (\varphi_0 + \Theta_i - \alpha'_3) \right]; F_s = \frac{r}{a} \left[-\frac{R_e \cos \alpha_3}{\cos (\varphi_0 - \Theta_e - \alpha_3)} + \frac{R_i \cos \alpha'}{\cos (\varphi_0 + \Theta_i - \alpha'_3)} \right]; \quad (25)$$

Pentru

$$F_s = \frac{r}{a} (R_i i_{25} - R_e i_{25}), \quad (22a)$$

$$R_e - R_i = > F_s = R_e \frac{r}{a} (i_{25} - i_{25}), \quad (23a)$$

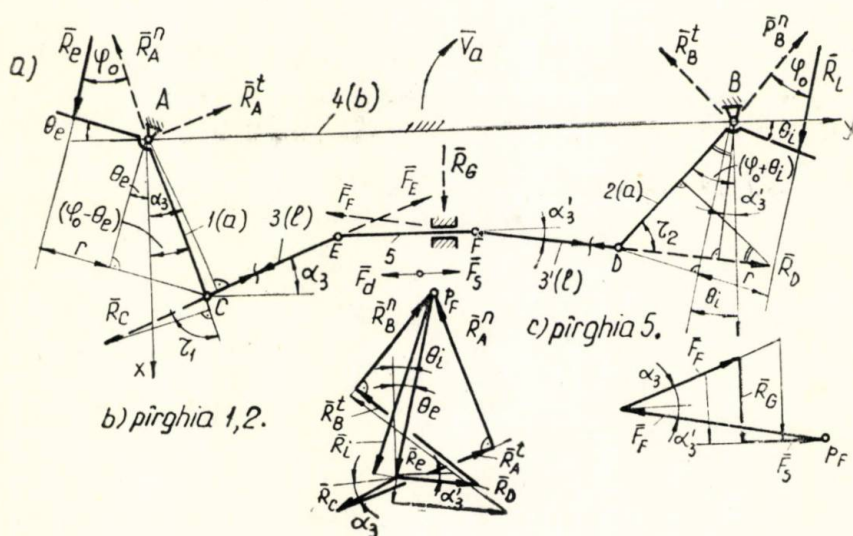


Fig. 6

aceeași tendință de micșorare a redresării ca în cazul precedent, rapoar-tele i_{15} , i_{25} fiind evident altele.

2.4. Mecanismul de direcție cu trei bare transversale (lanț cinematic L_8).

Mecanismul de direcție cu trei bare transversale conține în plus față de patrulaterul de direcție un paralelogram central, grupele 1—3, 2—3' fiind antrenate de la manivelele sau biela acestui paralelogram.

În figura 7 este redat mecanismul cu antrenare de la manivela, la care:

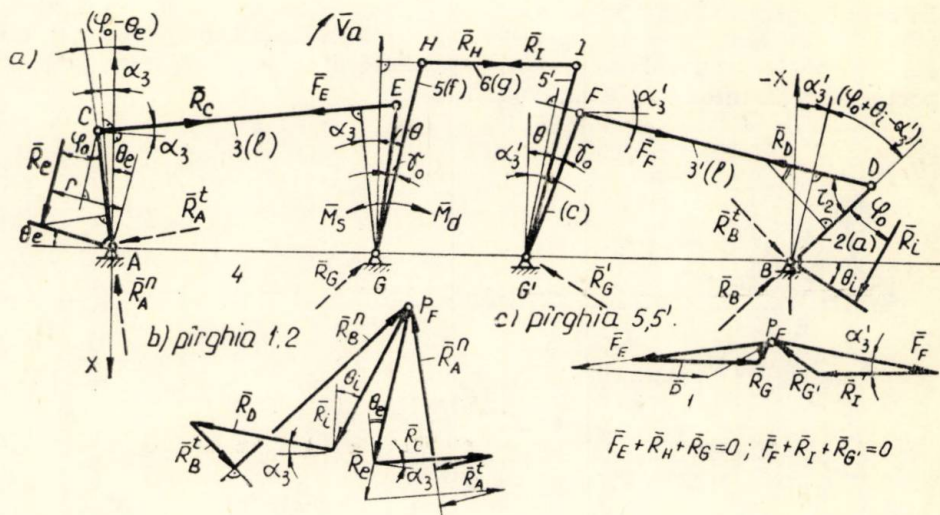


Fig. 7

$$R_{A,B}^t = \frac{R_{c,i}}{a} (r - a \sin \varphi_0); R_{A,B}^n = R_{c,i} \left[\cos \varphi_0 - \frac{r}{a} \operatorname{tg} (\varphi_0 \mp \Theta_{c,i} - \alpha_{3,3}') \right]; \quad (24a)$$

$$R_{C,D} = \frac{R_{c,i}}{a} \cdot \frac{r}{\cos (\varphi_0 \mp \Theta_{c,i} - \alpha_{3,3}')} = F_{E,F}; M_s = r (R_i i_{25} - R_c i_{15}); \quad (25a)$$

$$R_{H,I} = \frac{c r}{f \cdot a} R_i \cdot \frac{\cos (\Theta + \gamma_0 - \alpha'_3)}{\cos (\varphi_0 + \Theta_i - \alpha'_3)} \cdot \frac{1}{\cos \Theta}. \quad (26)$$

Mecanismul din figura 8 este cu antrenare de la bielă, forțele din cuplele cinematice avînd expresiile:

$$R_{A,B}^t = \frac{R_{c,i}}{a} (r + a \sin \varphi_0); R_{A,B}^n = R_{c,i} \left[\cos \varphi_0 - \frac{r}{a} \operatorname{tg} (\varphi_0 \mp \Theta_{c,i} \mp \alpha_{3,3}') \right]; \quad (27)$$

$$R_{C,D} = \frac{R_{c,i}}{a} \cdot \frac{r}{\cos (\varphi_0 \mp \Theta_{c,i} \mp \alpha_{3,3}')} = F_{E,F}; M_s = r (R_i i_{25} - R_c i_{15}); \quad (28)$$

$$R_H^t = \frac{r}{a g} \left[R_c \frac{(\overline{IE}' + n \cos \alpha_3) \sin \alpha_3}{\cos (\varphi_0 + \Theta_c - \alpha_3)} - R_i \frac{(\overline{IF}' + n \cos \alpha'_3) \sin \alpha'_3}{\cos (\varphi_0 + \Theta_i + \alpha'_3)} \right] \quad (29)$$

$$R_{G'}^t = 0; \bar{R}_H^n + \bar{R}_G^n = -(\bar{F}_E + \bar{F}_F + \bar{R}_H^t); R_I = R_{G'}. \quad (30)$$

Unghiurile α_3 , α'_3 , Θ_e , Θ_i , Θ și rapoartele i_{15} , i_{25} se găsesc exprimate analitic în lucrările primului autor [1, 2]. Raportind forța de micșorare a efectului de redresare corespunzătoare acestui mecanism prin forța respectivă de la trapezul de direcție, se deduce aceeași expresie (13), raportul de transmitere i_{15} fiind evident altul.

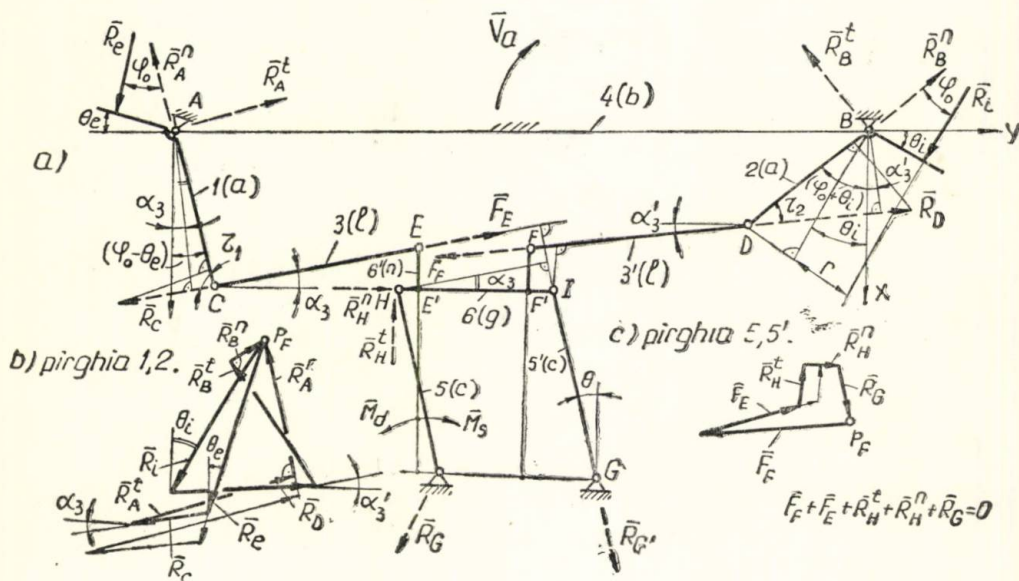


Fig. 8

Unghiurile de transmitere τ_2 la elementul condus 2, care dau indicații atât asupra calității transmiterii mișcării cât și asupra mărimii forțelor din bare,

$$\tau_2 = 90^\circ - (\varphi_0 + \Theta_i \pm \alpha_3, \alpha'_3), \quad (31)$$

indică calități superioare ale mecanismelor de direcție anterioare osiei din față și ale mecanismelor cu scheme mai complexe.

Relațiile stabilite permit calcularea forțelor reale din barele mecanismului ținând cont atât de forțele reale la pneuri cât și de pozițiile reale ale elementelor mecanismului. Astfel, avantajul cinematic al acestor scheme (îndeplinirea mai exactă a condiției virării corecte) este însoțit și de avantaj dinamic: forțe mai mici în bare și unghi de transmitere mai mare.

Concluzii

— Metoda de calcul a forțelor în barele mecanismelor de direcție trebuie să aibă ca punct de plecare rezistențele de rulare.

— Determinarea forțelor în barele mecanismului de direcție considerat ca mecanism plan, este perfect valabilă prin luarea în considerare a unghiurilor reale de poziție ale elementelor, barele transversale fiind legate prin articulații sferice și nefiind încărcate exterior.

— Valoare maximă a reacțiilor, pentru aceleași forțe rezistente, rezultă în situația roților braccate.

— Calculul forțelor trebuie precedat de calculul cinematic, fiind necesare unghiurile de poziție ale barelor și rapoartelor de transmitere.

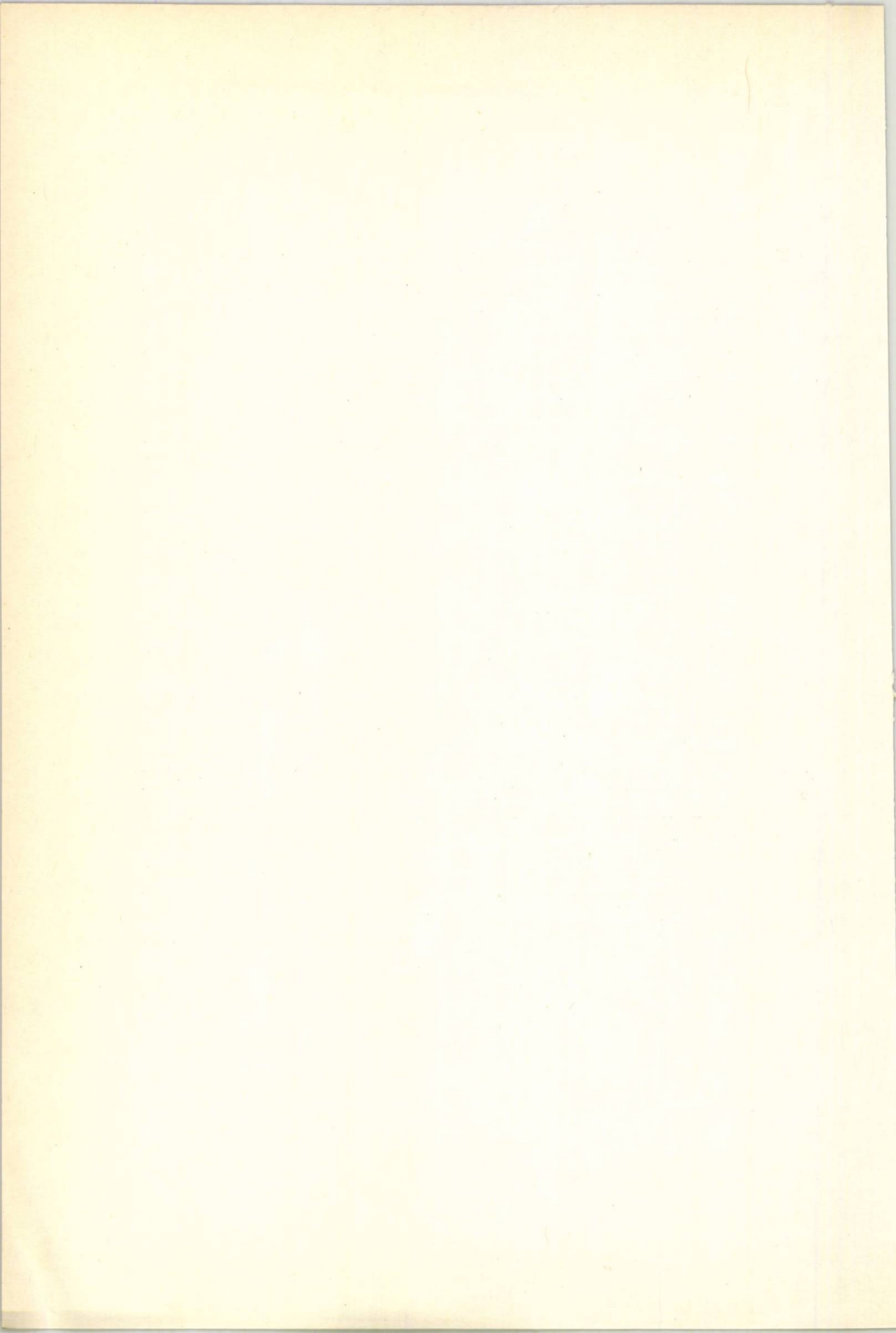
— Unghiurile de transmitere și forțele cele mai dezavantajoase rezultă pentru schemele de mecanisme mai simple.

— Pentru reacțiuni egale la roțile directoare aflate în bracăj există tendința de mărire a virării, deci de diminuare a efectului de autorevenire a direcției.

Expresiile forțelor ca și concluziile obținute au deosebită utilitate pentru calculul de rezistență al mecanismului, lucrarea fiind o continuare firească a calculului cinematic efectuat de autori [1, 2], studiul mecanismelor de direcție devenind unitar și complet.

Bibliografie

- [1]. ALEXANDRU, P.: *Contribuții la teoria mecanismelor de direcție ale autovehiculelor rutiere*. Teză de doctorat, Institutul politehnic din București, 1971.
- [2]. ALEXANDRU, P.: *Studiul cinematic al mecanismului de direcție cu trei bare transversale și a celui cu cremalieră*. Studii și cerc. de mec. aplicată, nr. 2, 1972.
- [3]. ILARIANOV, V.: *Stabilizația upravljaemih coles avtomobilei*. Izd. Transport, Moscova, 1966.
- [4]. LIȘOV, M.: *Rulevie upravlenea avtomobilei*. Mašinostroenie, Moscova, 1964.
- [5]. MANOLESCU, N., MAROȘ, D.: *Teoria mecanismelor și a mașinilor. Cinetostatica și dinamica*. Ed. tehnică, București, 1958.
- [6]. SCHUBOTH, H.: *Beitrag zur Systematik der Kraftfahrzeuglenkung*. ATZ, Heft 21—22, 1939.
- [7]. THOMAS, D.: *Über den Einfluss der Fahrbahneigenschaften auf die Lenkkräfte schwerer Kraftfahrzeuge*. Dissertation, Braunschweig, 1965.
- [8]. UNTARU, M. și col.: *Automobilul*. Editura didactică și pedagogică, București, 1968.
- [9]. ZOMOTOR, A.: *Rechenverfahren zur Ermittlung der Rückstellmomente am Achsenschenkel von Kraftfahrzeugen*. ATZ, nr. 2, 4, 1963.



STUDIUL STABILITĂȚII SUPAPELOR

A. TODICESCU, V. BENCHE

Pe baza unor ecuații mai exacte ale mișcării supapelor se obțin criterii de stabilitate în sens Liapunov, Routh și Schur. Se prezintă de asemenea rezultatele unor cercetări experimentale. Lucrarea precizează calculul dinamic al supapelor, vizînd posibilitățile practice de eliminare a domeniilor instabile, autooscilante.

L'étude de la stabilité des soupapes à ressort s'appuie sur les équations à différences finies du mouvement, plus exactes que celles classiques concernant la dynamique des soupapes. Le modèle dynamique du mécanisme hydromécanique des soupapes a pris en considération la charge inertielle, la compressibilité du fluide, les forces du frottement visqueux etc.

On suppose que le mouvement de l'ensemble mobile des soupapes sera

stable si, une fois augmenté le nombre des perturbations, toutes les erreurs tendent vers zéro, c'est-à-dire, toutes les solutions d'équation du mouvement perturbé tendent vers zéro pendant l'augmentation illimitée de l'argument. De cette façon, l'étude de la stabilité se réduit à l'analyse des solutions d'équation linéaire à coefficients constants. En obtenant l'équation caractéristique, pour trouver les conditions analytiques limite concernant la stabilité des soupapes, on utilise les critères de Liapunov, Routh et Schur.

Les conditions de stabilité, les résultats de quelques essais expérimentaux et les conclusions visent à présenter les possibilités pratiques d'élimination des domaines instables, auto-oscillante, contribuant à l'éclaircissement des calculs dynamiques des soupapes.

Simboluri și notații

- x — coordonata deplasării supapei;
- h — deschiderea supapei la funcționarea în regim staționar;
- d_0 — diametrul orificiului de trecere;
- A — secțiunea de trecere a fluidului prin supapă, $A = \pi d_0 h$;
- A_s — secțiunea supapei (ventilului);
- D — diametrul mediu al arcului;
- d — diametrul sîrmei;
- z — numărul de spire ale arcului;
- ω_0 — frecvența oscilațiilor proprii ale supapei;

ω — frecvența oscilațiilor forțate;
 F — forța de apăsare a supapei pe scaun;
 F_p — forța de presiune asupra supapei;
 m — masa supapei;
 G — modulul de elasticitate la răsucire;
 γ — greutatea specifică a fluidului;
 ε — modulul de elasticitate al fluidului;
 α — coeficientul de debit al supapei;
 Q — debitul volumetric;
 q_z — debitul volumetric de fluid care revine unității de deplasare a supapei;
 p — presiunea activă, diferența presiunilor amonte și aval de supapă;
 C — coeficientul forței de amortizare, proporțională cu viteza $\dot{x}$;
 $k = \frac{Gd^4}{8zD^3}$ — constanta arcului;
 $B = \frac{Q^2}{\alpha^2 \pi^2 d_0^2 g} = \frac{ph^2}{\gamma}$.

I. Proiectarea supapelor de trecere cu comandă hidraulică se face după indicațiile generale de calcul privind supapele de siguranță și de deversare [6]. Ecuația diferențială de mișcare a supapei se consideră:

$$\ddot{x} + \frac{1}{m} \left(\frac{2BA}{h^3} + k \right) x = 0, \quad (1)$$

pe baza căreia se deduce frecvența oscilațiilor proprii:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{1}{m} \left(\frac{2B\gamma A}{h^3} + k \right)} = \sqrt{\frac{1}{m} \left(\frac{2pA}{h^3} + k \right)}. \quad (2)$$

Pentru a avea o funcționare stabilă a supapei este necesar ca frecvența oscilațiilor forțate (datorită pulsației debitului pompelor) $\omega \neq \omega_0$.

Supapele de trecere, prin construcția și modul lor de funcționare, se află sub acțiunea forțelor de inerție, de readucere elastică, de rezistență de formă și de frecare, de presiune activă a fluidului etc. Reglarea presiunii se realizează, în general, prin reglarea cantității de fluid care trece prin supapă, fapt pentru care variația cantității de lichid este folosită ca impuls de comandă pentru intrarea în funcțiune sau pentru deconectarea supapei respective. Datorită forțelor de frecare și pierderilor de fluid, supapa nu reacționează întotdeauna la fel, sau reacționează cu întârziere la impulsurile de comandă, mai ales în cazul în care variația cantității de fluid este mică pe suprafața activă a supapei. Această viteză de reacție a supapelor este deosebit de importantă, în special la supapele dispozitivelor de copiat, la cele ale dispozitivelor cu comandă și la supapele de reducere.

Acțiunea forțelor perturbatoare aleatoare, șocurile hidraulice ș.a. în prezența forțelor de frecare (variabile în timp) și a elementului elastic, pot da naștere unor mișcări autooscilante ale supapelor. Oscilațiile îngreuiază reglarea și menținerea constantă a parametrilor inițiali, ceea ce impune luarea de măsuri speciale pentru amortizarea și reducerea la minimum a efectului lor dăunător.

Ecuția de mișcare (1) se bazează pe un model fizic al mecanismului hidraulic al supapei, mult simplificat, reprezentînd un sistem liniar cu un grad de libertate, nedisipativ, fără funcție excitatoare (perturbatoare), de tipul $\ddot{x} + f(x) = 0$, ce permite descrierea unor vibrații pseudoarmonice libere nedisipative. Ecuția (1) nu permite studiul stabilității supapei, a evidențierii combinației necesare a factorilor constructivi și funcționali care să asigure amortizarea oscilațiilor produse de perturbații aleatoare.

II. Se consideră prezența unei funcții $\varphi(\dot{x})$ disipative, o rezistență opusă mișcării supapei, direct proporțională cu viteza sa și de sens opus. Prin urmare ecuația echilibrului dinamic al ansamblului mobil al supapei este:

$$\ddot{x} + \frac{C}{m} \dot{x} + \frac{1}{m} \left(\frac{2BA}{h^3} + k \right) x = - \frac{1}{m} (F + F_p), \quad (3)$$

în care C este o constantă de amortizare, de rezistență datorită formei și frecării viscoase în stratul limită.

Ea poate fi determinată pe cale analitică și experimentală, cu metodele caracteristice din dinamica fluidelor viscoase. Semnalăm lucrarea [4], unde C a fost determinat pentru acul supapă al unei pompe de injecție.

Pe lângă variabila temporală, coeficienții sau condițiile de integrare ale ecuației omogene, obținute făcînd membrul drept al ecuației (3) egal cu zero, conțin și anumiți parametri (C , k și implicit ε , q_x), capabili să ia o anumită gamă de valori diferite.

În acest caz, se poate arăta că există un spectru continuu de valori ale parametrilor, pentru care mișcarea devine instabilă.

Determinarea indicelui de stabilitate permite delimitarea rațională a zonelor de stabilitate. Aceasta explică pentru ce criteriul lui Liapunov, deși adesea foarte restrictiv (suficient nu însă și necesar), are o importanță atît de mare [2, 3].

Considerînd acțiunea unor perturbații aleatoare, regimul de lucru al supapei este stabil, în sensul dat de Liapunov, dacă soluțiile (abaterile) $x_a(t)$ tind către zero la creșterea nelimitată a argumentului:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} x_a(t) = 0.$$

Pentru aceasta este necesar ca oscilațiile să se desfășoare cu cheltuială de energie, adică sistemul să fie disipativ,

$$\frac{C}{m} > 0 \quad (4)$$

și să posede forță de readucere elastică:

$$\frac{k}{m} + \frac{2BA}{mh^3} > 0. \quad (5)$$

O analiză mai amănunțită a stabilității sistemului permite să se tragă concluzia că nesatisfacerea condiției (4), în cazul:

$$\left(\frac{C}{2m}\right)^2 < \frac{k}{m} + \frac{2BA}{mh^3}, \quad (6)$$

conduce la o creștere oscilantă a abaterii $x_a(t)$ față de mișcarea staționară, adică după o abatere inițială, provocată de un impuls perturbator întâmplător, eroarea crește nelimitat și sistemul execută oscilații neamortizate, cu amplitudini din ce în ce mai mari.

Nesatisfacerea condiției (5) conduce la creșterea erorii după o lege exponențială. Prezența factorului exponențial, crescător cu timpul, arată că mișcarea este instabilă, ceea ce reprezintă o caracteristică proprie numai sistemelor autoexcitate liniare. La sistemele neliniare, reale, este posibilă și o mișcare periodică stabilă sau de amplitudini mărginite, care, bineînțeles, nu mai este armonică.

Limitele critice ale stabilității se obțin transformînd inegalitățile (4), (5), (6) în ecuații. Astfel prima condiție $C=0$, exprimă lipsa disipării (amortizării) în sistem, ceea ce conduce la oscilații pseudoarmonice libere (propriei) nedisipative, provocate de perturbații aleatoare.

A doua condiție, $k = -\frac{2BA}{h^3}$, exprimă absența forțelor de readucere elastică în cazul abaterii sistemului de la starea de echilibru dinamic.

A treia condiție, $\left(\frac{C}{2m}\right)^2 = \frac{k}{m} + \frac{2BA}{mh^3}$, exprimă cazul limită de trecere a procesului oscilant în exponențial, în prezența forțelor de readucere. Amortizarea corespunzătoare acestui caz este critică.

O valoare $C > 2\sqrt{m\left(k + \frac{2BA}{h^3}\right)}$, bazată pe expresia (6), prilejuiește o amortizare mare pozitivă, pentru care nașterea autooscilațiilor nu este posibilă.

Analizînd condițiile stabilității obținute, se poate concluda că o supapă de trecere aflată la limita stabilității își poate modifica calitativ proprietățile dinamice chiar în cazul unor variații mici ale valorilor unor parametri hidraulici și mecanici. De exemplu, sistemul în care perturbațiile întâmplătoare se amortizează aperiodic se poate transforma în aperiodic instabil și invers.

III. O descriere mai exactă a mișcării supapei se obține luind în considerare că, la deschiderea acesteia, volumul V de fluid sub presiune din corpul supapei este variabil, $V = \frac{dV}{dt}$, datorită curgerii sale prin orificiul supapei și datorită deplasării acesteia.

Prin urmare:

$$-\dot{V} = q_x \cdot \dot{x} + A_s \cdot \dot{x}. \quad (7)$$

Ținând cont de compresibilitatea fluidului:

$$\frac{dV}{V} = \frac{dp}{\varepsilon},$$

relația (7) devine:

$$\dot{p} = -\frac{\varepsilon}{V} (q_x \cdot \dot{x} + A_s \cdot \dot{x}). \quad (8)$$

Pentru $F=0$, derivând ecuația (3) în raport cu timpul și înlocuind valoarea p din (8), se obține o ecuație diferențială liniară cu coeficienți constanți, de ordinul trei:

$$m\ddot{\ddot{x}} + C\ddot{x} + \left(k + \frac{\Lambda_s^2 \varepsilon}{V}\right) \dot{x} + \frac{\Lambda_s \varepsilon q_x}{V} x = 0, \quad (9)$$

a cărei ecuație caracteristică este:

$$a_0 s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3 = 0, \quad (10)$$

unde:

$$a_0 = 1, \quad a_1 = \frac{C}{m}, \quad a_2 = \frac{k}{m} + \frac{\Lambda_s \varepsilon}{mV}, \quad a_3 = \frac{\Lambda_s \varepsilon q_x}{mV}.$$

Studiul stabilității în sens Routh (părțile reale ale rădăcinilor imaginare să fie negative) impune coeficienților ecuației (10) să fie pozitivi, $a_1 \cdot a_2 > a_3$, adică:

$$\frac{C}{m} \left(\frac{k}{m} + \frac{\Lambda_s^2 \varepsilon}{mV} \right) > \frac{\Lambda_s \varepsilon q_x}{mV}, \quad (11)$$

de unde rezultă o condiție relativă la constanta de amortizare viscoasă a combustibilului:

$$C > \frac{\varepsilon \cdot q_x}{V} \cdot \frac{m \cdot \Lambda_s}{k + \frac{\Lambda_s^2 \varepsilon}{V}} \quad (12)$$

Studiul stabilității în sens Schur (rădăcinile ecuației caracteristice a sistemului să fie în modul subunitare) [1, 5], conduce la concluzia că domeniul soluțiilor stabile cuprinde valorile parametrilor care satisfac în același timp trei inegalități:

$$w_0 = \left| \frac{a_3}{a_0} \right| = \left| \frac{\Lambda_s \varepsilon q_x}{mV} \right| < 1; \quad (13)$$

$$|W_1| = \left| \frac{a_0 a_2 - a_3 a_1}{a_0^2 - a_3^2} \right| = \left| \frac{\left(\frac{k}{m} + \frac{\Lambda_s^2 \varepsilon}{mV} \right) - \frac{\Lambda_s \varepsilon q_x}{mV} \cdot \frac{C}{m}}{1 - \left(\frac{\Lambda_s \varepsilon q_x}{mV} \right)^2} \right| < 1; \quad (14)$$

$$|W_2| = \left| \frac{a_0 a_1 - a_3 a_2}{a_0(a_0 + a_2) - a_3(a_3 + a_1)} \right| = \left| \frac{\frac{C}{m} - \frac{\Lambda_s \varepsilon q_x}{mV} \left(\frac{k}{m} + \frac{\Lambda_s^2 \varepsilon}{mV} \right)}{1 + \left(\frac{k}{m} + \frac{\Lambda_s^2 \varepsilon}{mV} \right) - \frac{\Lambda_s \varepsilon q_x}{mV} \left(\frac{\Lambda_s \varepsilon q_x}{mV} + \frac{C}{m} \right)} \right| < 1. \quad (15)$$

Condițiile limită ale stabilității, $|W_i|_{\text{lim}} = 1$, permit evidențierea influenței asupra stabilității supapei a unor parametri funcționali și constructivi, cum ar fi, de exemplu, secțiunea supapei A_s , greutatea supapei m , caracteristica resortului k (determinată de D, d, G, z) etc.

Criteriile de stabilitate obținute pot fi utilizate în practica de proiectare a supapelor de trecere, iar în cazul unor construcțiuni existente ele pot fi utilizate în scopuri optimizatoare.

IV. Au fost efectuate calcule și verificări experimentale ale stabilității pentru două supape (ventile): acul-supapă al injectorului mecanic închis cu comandă hidraulică al pompei de injecție U24-FS4-8×10 (figura 1) și stabilizatorul (regulatorul de viteză) 16R3 Westinghouse — Italia (figura 2).

Presiunea motorinei în cazul injectorului variază în funcție de legea de injecție între 140 și 145 daN/cm², presiune ce corespunde momentului de deschidere a injectorului, care este reglat la această valoare și 400 daN/cm², presiune măsurată practic cu traducători piezo-electronici incluși într-un circuit de măsurare înregistrare obișnuit (punte-amplificator-oscilograf) și care se datorește undei de șoc (lovitura de berbec). Înălțimea maximă de ridicare a arcului este de 0,45—0,50 mm.

În figura 3 sînt prezentate, schematic, evoluția presiunii la injector și mișcarea acului-supapă.

La droselul-stabilizator Westinghouse studiat, pentru un debit de aer de 1,25 l/s și presiunea amonte 10 daN/cm², la deschiderea supapei apare o undă de șoc perturbatoare $\Delta p = 0,38$ daN/cm². Înălțimea maximă de ridicare a supapei este de 10 mm. Evoluția presiunii în amonte și mișcarea supapei au aceeași alură ca și în cazul injectorului (figura 3).

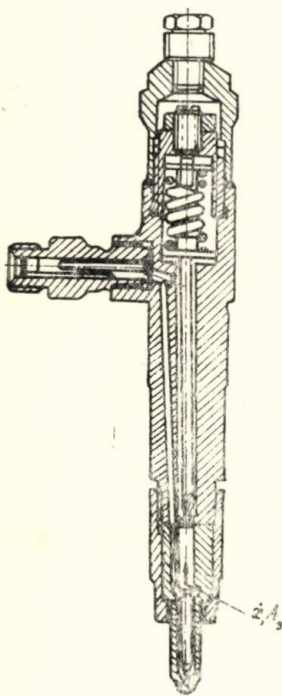


Fig. 1

Studiul analitic și experimental comparat al stabilității evidențiază că, pentru supapele considerate, sînt respectate condițiile de stabilitate în sens Liapunov (4) și (5) și, cu o mică rezervă de stabilitate,

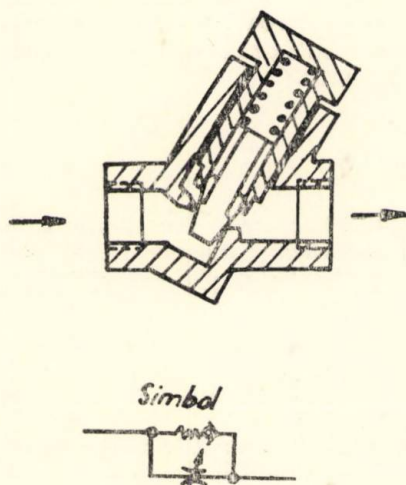


Fig. 2

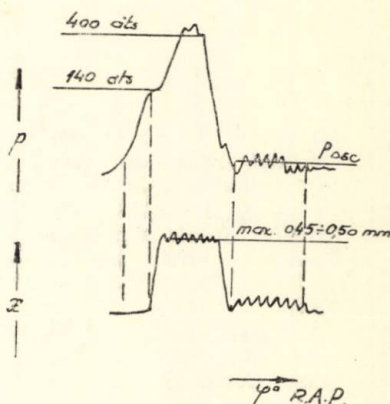


Fig. 3

condiția (11), obținută prin utilizarea criteriului Routh, ceea ce atestă o mișcare oscilatorie amortizată. Aplicarea condițiilor (13), (14), (15) în sens Schur, conduce la $|w_0| \gg 1$, $|w_1| < 1$, $|w_2| < 1$, demonstrînd imposibilitatea respectării din punct de vedere practic, fără măsuri speciale (canale de amortizare, adăugarea în sistem la supapa de bază a unei supape auxiliare ș.a.), a condiției (13), din cauza valorilor foarte mici ale masei oscilante m și a volumului V . Se interpretează ca niște cazuri în care supapele prezintă, stabilitate mică, executînd, după o acțiune perturbatoare aleatoare, oscilații amortizate într-un interval de timp relativ lung.

Examinarea oscilogramelor presiunii motorinei și mișcării acului-supapă al injectorului (figura 3), conduce la aceeași concluzie: din momentul deschiderii injectorului, acul pulverizatorului este animat de o mișcare oscilatorie cu amplitudini descrescătoare, care nu „se stinge” însă complet datorită timpului extrem de scurt în care are loc procesul de injecție.

V. Modelarea matematică mai exactă a dinamicii supapelor permite abordarea cu mai mult succes a unor studii aplicative, cu caracter optimizator.

Studiul mișcării supapelor a condus la elaborarea unor criterii de stabilitate în sens Liapunov, Routh și Schur, în planul unor parametri funcționali și constructivi caracteristici. Ele oferă posibilitatea

corelării corecte și asigurării preponderenței acelor factori care asigură stabilitatea, eliminând domeniile funcționale instabile, autooscilante.

Utilizarea exclusivă a criteriului de stabilitate Liapunov sau Routh nu este întru totul satisfăcătoare; o asemenea metodă nu este suficient de precisă și se recomandă la verificarea prealabilă a sistemului. Criteriul lui Schur este mai restrictiv; utilizarea lui oferă garanții mai mari în ceea ce privește rezultatele calculelor.

Bibliografie

- [1]. ARJANIH, I. S.: *O novih neravenstvah ustoičivosti*. Avtomatika i telemekhanika, t. XXII, nr. 4, 1961.
- [2]. CYRIL M. HARRIS, CHARLES E. CREDE: *Șocuri și vibrații*. Vol. I, Traducere din limba engleză (S.U.A.), Ed. tehnică, București, 1968.
- [3]. DEN HARTOG, J. P.: *Mechanical Vibration*. Ed. Mc. Graw-Hill Book Company, Inc. New-York, 1956.
- [4]. HOFKEN, W.: *Der Einfluss der baulichen Auslegung von Einspritzventilen auf das Schnarrverhalten der Ventilmadel*. M.T.Z. Jahrg. 24, Heft 1, Ianuar 1963.
- [5]. KOBRINSKII, A. E.: *Mehanizmi s uprugimi sviaziami*. Dinamika i ustoičivosti. Izd-vo Nauka, Moskva, 1964.
- [6]. OPREAN, A.: *Hidraulica mașinilor-unelte*. Ed. didactică și pedagogică, București, 1968.

CERCETĂRI CU PRIVIRE LA COEFICIENTUL DE FRECARĂ ÎN CURGEREA NESTAȚIONARĂ A FLUIDELOR INCOMPRESIBILE

V. BENCHE

Se prezintă un studiu teoretic și experimental privind coeficientul de frecare λ în scurgerea nestaționară a fluidelor viscoase incompresibile. Criteriile elaborate permit obținerea valorilor λ pe baza legilor de variație temporală și spațială a presiunii și vitezei, contribuind la precizarea calculelor proceselor tranzitorii rapide.

Pour la plupart des systèmes hydrauliques on peut admettre que les coefficients de perte de charge répartie λ sont constantes pendant le temps. Dans les installations lourdes à systèmes hydrauliques travaillant dans les deux sens, où les durées de commutation et les distances à parcourir pendant ce temps sont faibles, par exemple dans le cas d'une commande de plateau de machine-outil, il faut tenir compte du caractère non-stationnaire

de l'écoulement des fluides. Il faut considérer les variations du coefficient de perte de charge répartie λ , qui apparaissent lors d'une commutation, par suite de l'accélération ou du ralentissement de la colonne de fluide, et de la charge qui lui est attachée cinématiquement. L'importance de ces variations dépend de la grandeur de la variation de vitesse et de pression et de la façon dont ils varient au cours du temps dans le circuit.

On présente un étude théorique et expérimental concernant le coefficient de perte de charge répartie λ dans l'écoulement non-stationnaire des fluides visqueux incompressibles. En s'appuyant sur les lois de variation de la pression et de la vitesse en fonction du temps et de la position, on donne des critères contribuant à l'éclaircissement des calculs sur le processus transitoires rapides.

I. Caracterul variabil al caracteristicilor dinamice reale, exigențele sporite privind capacitatea de reacție, rapiditatea, precizia și stabilitatea sistemelor și elementelor fluidice de comandă, reglare, control și urmărire accentuează importanța studiului proceselor tranzitorii, nestaționare, ale acestora. Întrucât, în aceste condiții, calculele generale bazate pe caracteristica statică (staționară) introduc erori apreciabile, inadmisibile, se impune utilizarea legilor hidrodinamicii nestaționare.

În lucrare se abordează problema variabilității valorilor coeficienților de rezistență liniară λ și locală ζ în curgerea nestaționară și

a legăturii lor cu valorile corespunzătoare regimului staționar λ_* și ζ_*

$$\lambda = \Lambda \lambda_*, \quad \zeta = \varphi \zeta_*, \quad (1)$$

la aceeași valoare a numărului Reynolds, $Re = \frac{v d}{\nu} = \text{idem}$, în momentul considerat al curgerii nestaționare (v — viteza medie într-o secțiune a curentului, d — diametrul tubului, ν — coeficientul de viscozitate cinematică).

Actualmente, în calculul dinamic al sistemelor fluidice se consideră $\Lambda = 1$, $\varphi = 1$, adică se adoptă ipoteza general acceptată a invarianței temporale a coeficienților λ și ζ . După cum rezultă însă din semnalările [1, 2, 3, 4, 6], din unele calcule făcute pentru curgerea laminară și din experiențele preliminare pentru curgerea turbulentă [7], această accepțiune conduce la erori însemnate în descrierea calităților proceselor tranzitorii rapide.

II. Căderea de presiune, într-un curent de fluid în mișcare nestaționară se datorează inerției (Δp_{in}), frecării liniare (Δp_{fr}) și restructurării profilului vitezei pe lungimea de stabilizare (Δp_{restrc}):

$$\begin{aligned} \Delta p = p(t, x_1) - p(t, x_2) = \Delta p_{in} + \Delta p_{fr} + \Delta p_{restrc} = \rho \frac{dv}{dt} + \\ + \frac{1}{A} \int_{x_1}^{x_2} \int_P \tau_p \cdot dP \cdot dx + [\alpha(t, x_2) - \alpha(t, x_1)] \rho v^2, \end{aligned} \quad (2)$$

unde:

$$\left. \begin{aligned} v &= \frac{Q(t)}{A} = \frac{1}{A} \int_A u \, dA; \\ \alpha &= \frac{1}{A} \int_A \frac{u^2}{v^2} \, dA \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

S-au utilizat notațiile: t — timpul; x — distanța; A — secțiunea vie a curentului; P — perimetrul (conturul) tubului; u — viteza locală; Q — debitul volumic; p — presiunea medie în secțiune; τ_p — tensiunea tangențială de frecare la peretele conductei, α — coeficientul distribuției vitezei.

Căderea inerțială Δp_{in} este determinată dacă se cunoaște debitul $Q(t)$ și prin urmare și viteza $v(t)$. În curgerile accelerate Δp_{in} crește căderea totală de presiune iar în curgerile încetinite o micșorează. Iată de ce este posibilă situația $\Delta p = 0$ (curgerea fără gradient) și $\Delta p < 0$ (curgere inerțială).

Δp_{restrc} există atât în curgerile nestaționare cât și în cele staționare dar numai pe lungimea de intrare a curentului, pe parcursul căreia stratul limită are caracter tranzitoriu. După această distanță distribuția vitezelor se stabilizează (α , ca și alți parametri, nu mai depind de x ci numai de t) și Δp_{restrc} devine nulă.

Căderea de presiune datorită frecării la perete poate fi exprimată în forma Darcy-Weisbach:

$$\Delta p_{fr} = \frac{\rho v^2}{2d} \int_{x^1}^{x^2} \lambda(x, t) \cdot dx, \quad (5)$$

și astfel coeficientul de rezistență liniară (de frecare) nestaționară $\lambda(x, t)$ se determină, în mod formal, la fel ca și în cazul curgerii staționare:

$$\lambda = \frac{\tau_0}{\frac{\rho v^2}{8}} \quad (6)$$

Pentru curgerea în zona stabilizată:

$$\Delta p = l \rho \frac{dv}{dt} + \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} \quad (7)$$

III. În curgerea staționară coeficientul de frecare λ_* : se consideră ca o măsură a disipației energiei mecanice a curentului. Extinderea acestei afirmații la curgerea nestaționară, [3, 6], este eronată, întrucît, în anumite momente, coeficientul λ poate căpăta valori nule (cînd în apropierea peretelui $\frac{\partial u}{\partial x} = 0$) și chiar negative (cînd, în momentul considerat are loc o curgere lîngă perete în sens contrar curentului de bază, adică reopanta vitezei este negativă, $\frac{\partial u}{\partial x} < 0$).

Se impune exprimarea lui λ în funcție de criterii care caracterizează decurgerea în timp a procesului nestaționar. Expresiile care determină variația temporală a lui λ devin la limită valabile pentru curgerea staționară (în care caz $\Lambda = 1$ și $\lambda = \lambda_*$).

Pentru lungimea de intrare s-a obținut o rezolvare analitică aproximativă a ecuațiilor stratului limită. Considerînd parametrii adimensionali:

$$\pi_x = \frac{x}{r_0} \text{ și } \pi_t = \frac{v}{r_0} t,$$

se definește o primă zonă de intrare, $\pi_x < \pi_t$, în care profilul vitezei și prin urmare coeficientul de frecare sînt dependenți exclusiv de π_x și o a doua zonă, $\pi_x > \pi_t$, în care se admite dependența exclusivă de π_t , ceea ce înseamnă că ea se găsește dincolo de lungimea de stabilizare.

În figura 1 se reprezintă variația rezistenței hidraulice pe lungimea de intrare a curentului de fluid. Pentru regimul laminar de curgere produsul λR_e tinde asimptotic către valoarea staționară 64 (formula Hagen-Poiseuille). Astfel, stabilizarea distribuției vitezei într-un curent se realizează practic și prin valori mari ale timpului (începînd cu o anumită valoare a lungimii de stabilizare π_x , determinată cu aproximație).

Pentru curentul nestaționar de fluid în regim laminar de curgere, pentru zona aflată dincolo de lungimea de stabilizare, se admite ecuația Navier-Stokes:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \right). \quad (8)$$

rezolvată de I. S. Groméka, F. Szimanski, Kidesato-Ito ș.a., care au găsit relația $u=u(r, t)$ pentru cazul cînd este cunoscută căderea de presiune ca o funcție oarecare de timp $\frac{\partial p}{\partial x}=f(t)$ și este necesar să se găsească debitul $Q=Q(t)$.

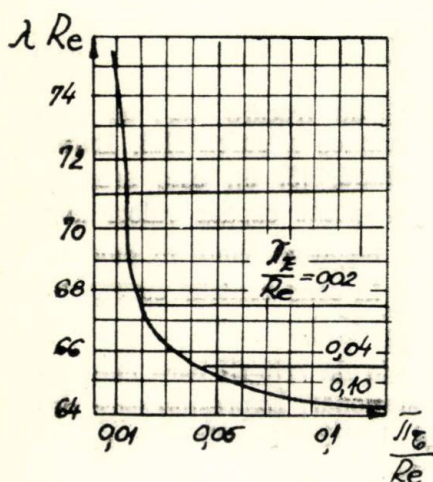


Fig. 1

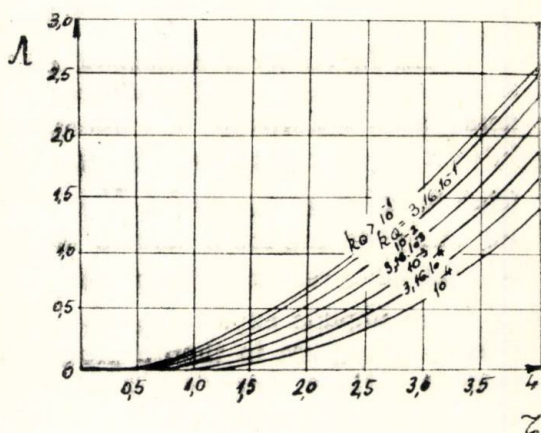


Fig. 2

În cazul de față, urmărind obținerea unor expresii pentru determinarea lui Λ , se caută exprimarea căderii de presiune, cunoscut fiind debitul $Q=Q(t)$.

Se definesc mărimile adimensionale:

— timpul adimensional

$$\tau = \frac{\nu}{r_0^2} t; \quad (9)$$

(unde r_0 este raza geometrică a tubului de curent);

— ritmul variației relative a parametrului determinat

$$k_Q = \frac{1}{Q} \frac{\partial Q}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial \tau} \ln Q, \quad (10)$$

sau

$$k_p = \frac{1}{\frac{\partial p}{\partial x}} \frac{\partial \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial \tau} \ln \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right). \quad (11)$$

În figura 2 este prezentată variația coeficientului rezistenței nestaționare de frecare $\Lambda = \Lambda(\tau)_{kQ}$, în coordonate logaritmice, pentru o lege liniară de variație temporală a debitului.

Cînd curgerea începe din starea de repaus sub acțiunea unei căderi de presiune urmînd legea:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = at, \quad (12)$$

influența lui τ asupra parametrului k_p și în consecință asupra lui Λ este exclusivă.

În afara criteriilor de nestaționaritate de tipul (10) și (11) se pot elabora, urmînd recomandările lui A. V. Likov [5], criterii de genul k'_Q și k'_p sub forma rapoartelor valorii maxime ale derivatei $\frac{\partial Q}{\partial \tau}$ sau $\frac{\partial}{\partial \tau} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)$ către o valoare inițială (sau alta, aleasă în mod arbitrar) a mărimii considerate (Q sau $\frac{\partial p}{\partial x}$). Astfel de criterii (de tipul criteriului Predvoditelev) sînt invariante ai procesului tranzitoriu iar curbele:

$$\Lambda = \Lambda(\tau) | k'_Q = \text{const. sau } k'_p = \text{const.}$$

oferă o imagine sugestivă a variației lui Λ în timp (figura 3). Se remarcă, că Λ tinde către unitate la creșterea nelimitată t , pentru k^p oarecare. Cu ajutorul relației criteriale:

$$k_p = \frac{k'_p}{1 + k'_p \cdot \tau}, \quad (13)$$

se poate da o explicație acestui proces: la creșterea nelimitată τ , k_p tinde către zero, adică către valoarea corespunzătoare curgerii staționare, cînd $\Lambda=1$.

Criteriile prezentate permit obținerea, prin prelucrarea unor rezultate experimentale, a unei imagini mai complete asupra proceselor nestaționare. De exemplu, dacă pentru un tub de diametru $d=3$ mm, prin oscilografiera procesului curgerii în decurs de 0,1 sec. s-a obținut pentru gradientul de presiune legea:

$$\frac{dp}{dx} = a_0 + a_1 t \left(a_0 = 0,71 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{cm}^3}, a_1 = 99,4 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{cm}^3 \text{sec.}} \right),$$

criteriul $k'_p = \frac{a_1 \tau_0^2}{2 a_0 \nu} = 315$ și, din figura 3, rezultă că valoarea nestaționară a coeficientului de frecare este mai mare decît valoarea staționară de mai mult de două ori.

Criterii de genul elaborat, care reprezintă derivata în raport cu timpul adimensional a logaritmului parametrului variabil, sînt aplicabile nu numai curgerii laminare izoterme. Ele pot fi extinse și asupra curgerii turbulente nestaționare (în lucrarea [3] drept variabilă adimensională independentă se propune $k_1 =$

$$= \frac{2d}{v^2 \lambda} \cdot \frac{dv}{dt}.$$

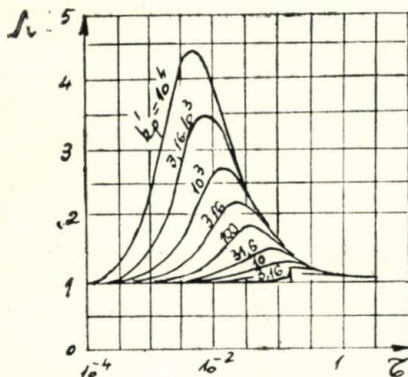


Fig. 3

H_2O) și ale vitezei medii $v(t)$, cu ajutorul unui debitmetru electromagnetic ZRI-25. S-a utilizat un oscilograf RFT-VEB. Perturbația mișcării a fost realizată prin variații bruște ale secțiunii de trecere a conductei în fața tronsonului studiat.

Rezultatele obținute prin prelucrarea oscilogramelor (figurile 4 a, b și c) $\Delta p_{nest.} = f(t)$, $\Delta p_{st.} = \text{const.}$ și $\Lambda = f(t)$, au dovedit o abatere însemnată a valorilor Λ față de unitate. Coeficientul de frecare în regim nestaționar are valori variabile apreciabil mai mari decât cele corespunzătoare regimului staționar, cu atât mai mult cu cât debitul de fluid este mai mare iar procesul tranzitoriu este mai rapid. În anumite momente se constată și valori negative ale lui Λ .

Pentru curgerile care nu își modifică sensul, din soluțiile analitice rezultă că pentru $\frac{\partial v}{\partial t} > 0$, $\Lambda > 1$, iar pentru $\frac{\partial v}{\partial t} < 0$, $\Lambda < 1$. Din experiențe rezultă că această concluzie este verificată numai în cazul variației line a derivatei a doua $\frac{\partial^2 v}{\partial t^2}$. Prin urmare, dependența lui Λ de criterii care conțin derivata a doua $\frac{\partial^2 v}{\partial t^2}$, este importantă.

V. Rezultatele lucrării subliniază necesitatea considerării în procesele variabile rapide a unor valori mai ridicate ale coeficientului nestaționar de frecare față de cel staționar. Se impune deci elaborarea unor relații cantitative pentru coeficientul λ (și în mod analog pentru coeficientii de rezistență locală ζ), conținând criterii determinante ale procesului nestaționar.

Criteriile prezentate permit obținerea valorilor λ pe baza legilor de variație temporală și spațială a presiunii și debitului (vitezei), obținute pe cale experimentală sau prin aproximare (adoptate prin analogie în cadrul unor antecalcul, preliminar în cadrul unui proiect).

Cercetările contribuie la formarea unei imagini mai exacte asupra calității proceselor tranzitorii rapide.

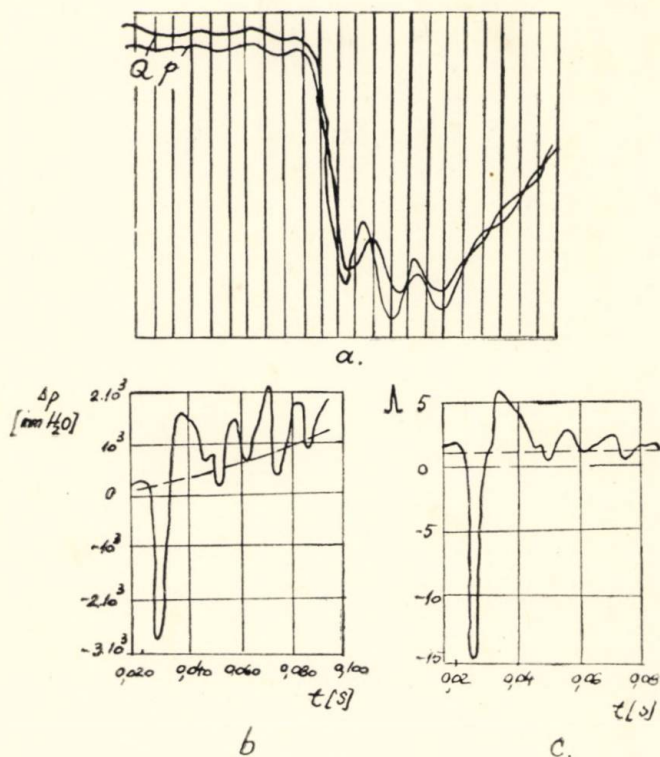
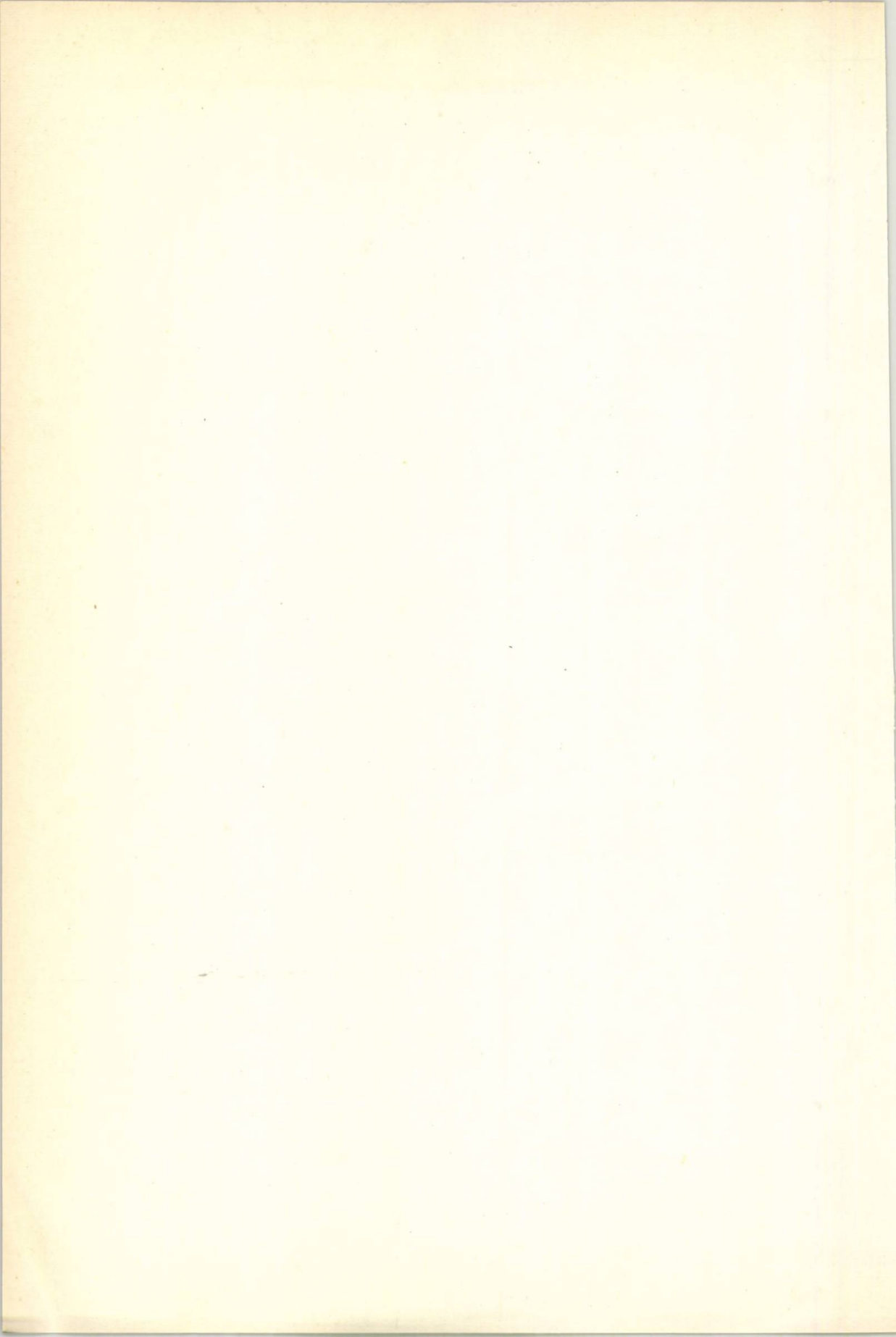


Fig. 4

Bibliografie

- [1]. CARSTENS, M. R. ROLLER, J. E.: *Boundary-shear stress in Unsteady Turbulent Pipe Flow*. J. Hydraulics Division, 1959, 85, nr. HY-2.
- [2]. CIARNII, I. A.: *Neustanovivșesia dvijenie realnoi jidkosti v trubah*. Moskva, Editura Leningrad, 1951.
- [3]. DAILY, J. W. HAKEY, W. L. OLIVE, R. W. JORDAAN, J. M.: *Resistance Coefficients for Accelerated and Decelerated Flow Through Smooth Tubes and Orifices*. Transact. ASME, 1956, 78, nr. 5.
- [4]. KRAVCENKO, G. I., ORLOV, V. A.: *Naturniie issledovaniia neustanovivșisja režimov v napornih vodovodah gidroelektrostantsii*. Iz-vo AN S.S.S.R., OTN, 1957, nr. 6.
- [5]. LIKOV, A. V.: *Teoria teploprovodnosti*. Moskva, Gostehizdat, 1952.
- [6]. PACIURIN, N. A.: *Ghidravlicheskie soprotivlenie pri nestacionarnih teceniah*. Trudi Leningrad in-ta vodnogo transporta, vîp. 13, 1961.
- [7]. VILENSKII, V. D., KOCENOV, I. S., KUZNETOV, I. N.: *K voprosu o gidravlicheskih soprotivleniah pri nestacionarnih režimah*. Pnevmoi i gidro-avtomatika. Izd.-vo Nauka, Moskva, 1964.



STUDIUL AUTOOSCILAȚIILOR DE MICĂ AMPLITUDINE ALE MOTORULUI DE EXECUȚIE A TRANSMISIEI HIDROSTATICE DE PUTERE

L. BENCHE

Se obține o reprezentare armonică liniarizată a mișcării oscilante a motorului de execuție a transmisiei hidrostatice de putere cu reglaj primar. Cercetările experimentale se fac pe un stand original.

В работе рассматривается обобщенная гидравлическая схема силового гидропривода с управляемым насосом и неуправляемым гидродвигателем. Схема управления разомкнута.

Определяются основные динамические свойства силового гидропривода уравнениями расхода и нагрузки, используя малые вариации параметра регулирования, перепада давления и скорости и с учетом демпфирующих свойств гидро-

двигателем (при нелинейного наличии сопротивления и нелинейного демпфирования). Нелинейное сопротивление нагрузки рассматривается в виде составляющей нелинейного демпфирования гидродвигателя.

Имея в виду, что линейная часть системы обладает свойствами фильтра низкой частоты и предполагая линейность обратной связи (утечки и сжимаемость), в работе приводятся изучение малых автоколебаний гидропривода методом гармонической линеаризации.

Изучение позволяет определить аналитические условия, требуемые механические и гидравлические параметры системы, обеспечивающие её устойчивость, в смысле Ляпунова, Роуса и Шура.

Экспериментальные исследования проводились на оригинальном стенде.

I. Tendințele moderne privind creșterea performanțelor funcționale ale elementelor hidrostatice cu pistonase axiale, utilizarea lor ca elemente de tracțiune și acționare la mașini de transport, de tracțiune, mașini terasiere, transportoare, buldozere, autocare, staplere etc., ca și posibilitatea de a realiza în țară aceste transmisii pe scară largă și corespunzător tuturor cerințelor impune descrierea matematică a fenomenelor dinamice, tranzitorii, a condițiilor de stabilitate ș.a. ale transmisiilor hidrostatice de putere. Definirea lor din punct de vedere dinamic permite stabilirea influenței și ponderii corespunzătoare a diferiților parametri constructivi asupra calităților funcționale, precizarea metodelor de proiectare, de calcul, de adaptare, de verificare, de optimizare etc. [1].

II. Simboluri și notații.

l, A_c — lungimea și secțiunea de trecere a conductei de înaltă presiune dintre pompă și motorul de execuție;

$k_f = \frac{A_c}{\sqrt{q^3}} \leq 2$ — coeficientul secțiunii conductei [6];

ω, n — viteză unghiulară, rotație;

Q — debit volumetric;

Q_0 — debitul pompei în lipsa sarcinii și pentru parametrul de comandă $\alpha = 1$;

q — volumul de lichid dislocat la o rotație completă a arborelui (volumul de lucru geometric sau cilindrul);

α — coeficientul de reglaj volumetric, $0 \leq \alpha \leq 1$;

V — volumul de lichid din circuitul de înaltă presiune;

M — cuplul la axul mașinii hidrostatice;

M_0 — momentul sarcinii statice;

f — momentul rezistenței neliniare;

p — căderea de presiune în motorul hidrostatic;

κ — modulul adiabatic de elasticitate volumetrică a lichidului de lucru [5];

J — momentul de inerție al motorului hidrostatic de execuție și al sarcinii, redus la axul de ieșire al transmisiei;

C și c — coeficientul rezistenței active și de rezistență tip frecare uscată (coeficientul de amortizare, de proporționalitate cu sarcină);

τ și ϑ — criterii de etanșeitate și respectiv de elasticitate.

III. Se consideră o transmisie hidrostatică structurată conform schemei pompă reglabilă — motor fix (reglaj primar), motorul fiind încărcat cu o sarcină neliniară și posedînd proprietăți de amortizare de asemenea neliniare.

Dinamica transmisiei considerate se determină prin ecuațiile debitului și sarcinii:

$$\alpha Q_0 = q\omega + \tau q^2 p + \vartheta q^3 \dot{p} \quad (1)$$

$$p q = M_0 + c p q + C\omega + J\dot{\omega} + f \quad (2)$$

Deoarece amortizarea neliniară în motorul hidrostatic și rezistența neliniară se însumează, se consideră această rezistență ca o componentă neliniară a amortizării.

$$\text{Deoarece } f = f(\omega, p), \quad \frac{df}{dt} = \left(\frac{\partial f}{\partial \omega} + \frac{\partial f}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\omega} \right) \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

În cazul mișcărilor periodice cu amplitudini mici ale oscilațiilor presiunii se poate considera că

$$\frac{\partial f}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\omega} \ll \frac{df}{d\omega}$$

adică se identifică derivata substanțială cu cea locală

$$\frac{df}{d\omega} \approx \frac{\partial f}{\partial \omega}.$$

În cazul micilor autooscilații utilizarea metodei liniarizării armonice este admisibilă și justificată [3, 8]. Partea liniară a sistemului posedă proprietăți filtrante ale frecvențelor joase. Se admite de asemenea liniarizarea legăturii de reacție („scăpările“ prin neetanșeități și compresibilitatea).

Se liniarizează funcția f :

$$f = q q_0 + q q_1 \omega_a,$$

în care

$$q_0 = \frac{1}{2\pi q} \int_0^{2\pi} f(\omega_0 + a \sin u) du, \quad (4)$$

$$q_1 = \frac{1}{\pi q} \int_0^{2\pi} f(\omega_0 + a \sin u) \sin u du, \quad (5)$$

unde ω_0 , ω_a sînt componentele constantă și variabilă ale soluției;

a , Ωa — amplitudinea și frecvența componentei variabile a soluției.

Eliminînd p din relațiile (1) și (2) și utilizînd expresiile (3) — (5) se obține ecuația mișcării motorului hidrostatic:

$$\begin{aligned} \frac{\alpha Q_0}{q} = & \frac{\tau(M_0 + q q_0) + (1 - c + \tau C) \omega_0}{1} + \left(1 + \tau \frac{C + q q_1}{1 - c}\right) \omega_a + \\ & + \frac{\theta J}{1 - c} \left(\frac{\tau}{\theta} + \frac{C + q q_1}{J}\right) \dot{\omega}_a + \frac{\theta J}{1 - c} \ddot{\omega}, \end{aligned} \quad (6)$$

în care s-a luat $\dot{\omega} = \dot{\omega}_a$ și $\ddot{\omega} = \ddot{\omega}_a$.

În cazul regimului staționar de lucru al transmisiei, $\omega_0 = \text{const.}$, adică $\omega_a = \dot{\omega}_a = \ddot{\omega}_a = 0$ și din (6) rezultă:

$$\omega_0 = \frac{(1 - c) \alpha Q_0}{q(1 - c + \tau C)} - \frac{\tau(M_0 + q q_0)}{1 - c + \tau C}. \quad (7)$$

Studiul stabilității funcționale a transmisiei se face pe baza ecuației diferențiale obținute prin înlocuirea expresiei lui ω_0 în (6); variabila devine componenta ω_a , parametru lagrangean, care permite repre-

zentarea convenabilă și univocă a mișcării oscilante a sistemului liniarizat:

$$\vartheta J \ddot{\omega}_a + \vartheta J \left(\frac{\tau}{\vartheta} + \frac{C + qq_1}{J} \right) \dot{\omega}_a + [1 - c + \tau(C + qq_1)] \cdot \omega_a = 0. \quad (8)$$

La limita stabilității, sistemul se consideră că devine nedisipativ; oscilațiile pseudoarmonice libere (proprii) nedisipative se studiază deci punând condiția ca, coeficientul termenului de ordinul întâi să fie nul. Se obține:

$$qq_1 = -\frac{\tau J}{\vartheta} - C, \quad (9)$$

iar frecvența autooscilațiilor:

$$\Omega_a = \sqrt{\frac{1 - c + \tau(C + qq_1)}{\vartheta J}} = \frac{1}{\vartheta} \sqrt{(1 - c) \frac{\vartheta}{J} - \tau^2}, \quad (10)$$

pentru:

$$\tau \leq \sqrt{(1 - c) \frac{\vartheta}{J}} = \frac{1}{q} \sqrt{\frac{(1 - c) V}{z J}} = \frac{1}{q \sqrt[3]{q}} \sqrt{\frac{(1 - c) k_f l}{\lambda J z}}. \quad (11)$$

în care pentru criteriul de elasticitate s-a utilizat expresia:

$$\vartheta = \frac{V}{z q^2}, \quad V = l k_f \sqrt[3]{q^2}, \quad \vartheta = \frac{k_f l}{z q \sqrt[3]{q}}. \quad (12)$$

Momentul de inerție J se compune din momentul de inerție al componentelor rotitoare ale motorului hidrostatic $J_M = J q \sqrt[3]{q}$, [2, 4, 7] și din momentul de inerție al sarcinii $i^2 J_s$:

$$J = J_M + i^2 J_s = \lambda J q \sqrt[3]{q}, \quad (13)$$

unde i este raportul de transmitere al reductorului, prin care motorul hidrostatic este unit cu roata motoare.

IV. Studiul experimental al dinamicii unei transmisii hidrostatice cu elemente de execuție cu pistonase axiale s-a făcut pe un stand proiectat și realizat sub îndrumarea autorului, în laboratorul de termotehnică și hidraulică al Universității din Brașov. Instalația experimentală cuprinde: transmisia hidrostatică, sistemul de simulare a sarcinilor exterioare, sistemul de comandă manuală, dispozitive și aparatură de măsurare și înregistrare. Schema structurală a instalației este prezentată în figura 1 iar în figura 2 este dată o fotografie de ansamblu.

Transmisia hidrostatică este construită cu elemente pompă-motor de execuție reversibile (3 și 5, figura 1), construcție românească (Uzina mecanică Plopeni — Ploiești) (figura 3) și Güldner-Hydrostabil (R.F.G). Antrenarea pompei s-a făcut în două variante: cu ajutorul unui motor

electric, prin intermediul unei transmisii mecanice cu două trepte și de la un motor de autocamion, prin intermediul unui ambreiaj și cutii de viteze cu patru trepte.

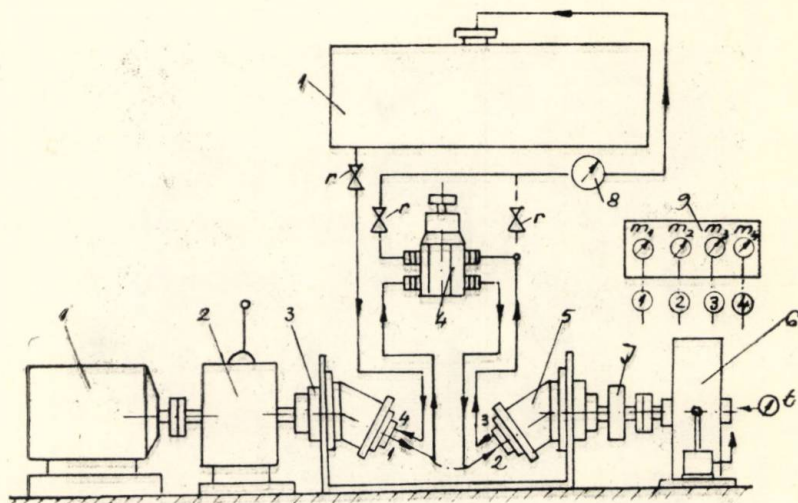


Fig. 1

Încărcarea motorului hidrostatic s-a făcut cu ajutorul unei frâne hidraulice cu indicator de cuplu (6, figura 1). Simularea sarcinii inerțiale s-a făcut cu ajutorul unui volant (J, figura 1).

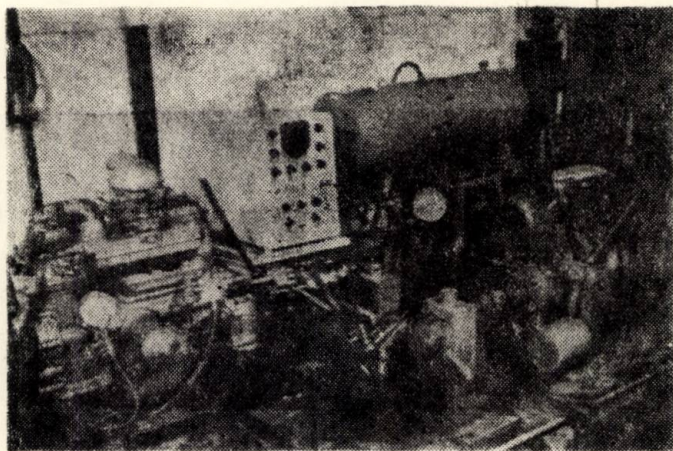


Fig. 2

Comanda (reglajul) transmisiei hidrostatice s-a făcut prin comanda turației de antrenare a pompei și cu ajutorul unui regulator de

debit (4, figura 1), cu strangularea și derivarea vinei de fluid spre rezervor.

Acțiunile perturbatoare aleatoare, exterioare și interioare transmisiei, au fost provocate prin: schimbarea treptei de viteză, la antrena-

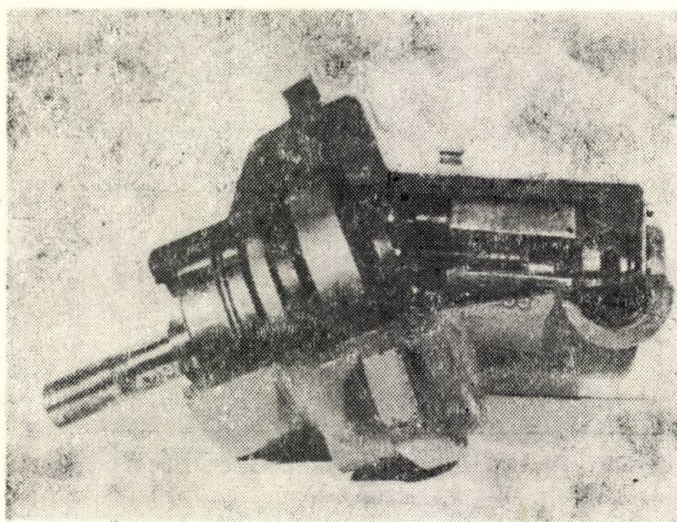


Fig. 3

rea pompei; variația sarcinii motorului de execuție prin modificarea încărcării frinei hidraulice; intervenții de comandă (reglaj volumic) la regulatorul de debit; obturări ale secțiunilor de trecere ale uleiului (vezi robinetele r, fig. 1).

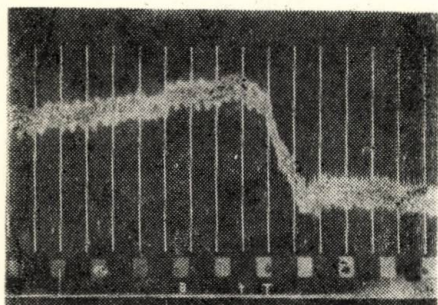


Fig. 4a

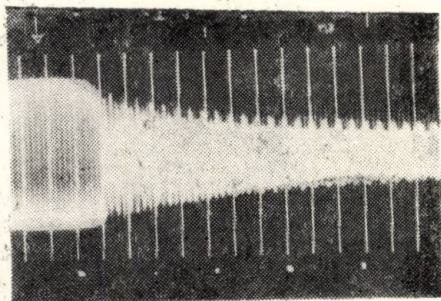


Fig. 4b

Circuitul de măsurare a inclus captori dinamici de presiune (transductori piezo-cuarț ORION) și un volan tensometric utilizat ca torsionometru, o punte tensometrică tranzistorizată ORION-EMG tip RZ-007, cu

aparat de măsurare și un osciloscop ORION-EMG tip TR-4101-D cu amplificator. Înregistrările au fost făcute cu ajutorul unui oscilograf RFT-VEB.

În cazul problemelor de stabilitate dinamică studiate, prelucrarea și interpretarea rezultatelor experimentale a comportat examinarea aspectului vibrogramelor (figura 4), studierea caracteristicilor sistemului oscilant, analiza armonică bazată pe metode experimentale etc.

În figura 4 a este prezentată o oscilogramă a presiunii uleiului în motorul de execuție, înregistrată în timpul unui proces tranzitoriu (cuplare). Valoarea unui interval este de 0,02 sec. Aspectul sinuos al curbei se datorește pulsațiilor proprii de presiune a lichidului debitat de pompă. În figura 4 b este prezentată oscilograma unui proces oscilant de mică amplitudine amortizat. Prin etalonarea corespunzătoare prealabilă, examinarea ei a permis determinarea duratei și intensității perturbației, duratei procesului tranzitoriu și valorii factorului de amortizare al sistemului.

Cercetările experimentale confirmă imaginea analitică a procesului autooscilant de mică amplitudine, prin care trece transmisia hidrostatică la parcurgerea zonei turațiilor reduse, atestând o instabilitate caracteristică. În investigarea limitei stabilității, diferențele dintre rezultatele obținute pe cale analitică și experimentală (erorile relative maxime) sînt de ordinul 5 %.

V. Studiul autooscilațiilor de mică amplitudine ale motorului hidrostatic de execuție evidențiază calitățile în regim dinamic al transmisiei, rolul diferiților parametri hidraulici și mecanici în asigurarea stabilității funcționale a transmisiei în generarea fenomenului cavitațional, în apariția mișcărilor de rezonanță datorită prezenței oscilațiilor cvasiarmonice de presiune ale agentului lichid de lucru ș.a.

Studiul pune în evidență instabilitatea mișcării în domeniul vitezelor scoborîte, cuprins în general între 0—100 rot/min (prin care se trece frecvent la demaraj, frinare, inversare de sens și oprire), în care momentul rezistent al motorului hidrostatic de execuție are o alură tip „frecare uscată”, deci prezintă un gradient negativ $\frac{\partial M}{\partial \omega} < 0$ și variabil.

Studiul permite reliefaarea factorilor care contribuie la amortizarea autooscilațiilor, prin elaborarea unor criterii de stabilitate, în sensul Routh, Liapunov sau Schur, bazate pe ecuația (8). Astfel, scăpările de lichid, de exemplu, pot prilejui evitarea apariției autooscilațiilor; creșterea lor conduce la coborîrea graniței inferioare a vitezelor stabile.

Bibliografie

- [1]. BENCHE LIDIA: *Contribuții la definirea din punct de vedere dinamic a transmisiilor hidrostatice cu elemente cu pistonaje axiale ale autovehiculelor*. Teza depusă pentru obținerea titlului de doctor inginer. Universitatea din Brașov, 1971.
- [2]. DAHM BR: *Dinamica acționărilor*. I.D.T., Dosar 78581.
- [3]. DEN HARTOG, J. P. *Mechanical Vibrations*. Ed. Mc. Graw-Hill

- Book Company, Inc. New-York, 1956.
- [4]. PROKOFIEV, V. N., KUZNETOV, V. D.: *Avtokolebaniia gidroprivoda*. Izv. vuzov, Mašinstroenie, nr. 5, 1966.
- [5]. PROKOFIEV, V. N., LUZANOVA, I. A.: *Oprédelenië kriteria uprugosti gidroprivoda*. Izv. vuzov, Mašinstroenie, nr. 7, 1966.
- [6]. PROKOFIEV, V. N., KIKOTI, V. S.: *Vlianië rázmëra gidrodvigatelia ná dinamiku gidroprivoda*. Izv. vuzov, Mašinstroenie, nr. 1, 1967.
- [7]. PROKOFIEV, V. N.: *Oshovnitë dinamiceskië svoïstva silovogo èlectroghidroprivoda s upravliãim gidrodvigatelem*. Kolëbaniia i ustoiçivosti mašin, p. 118—126. Akadëmiia Nauk S.S.S.R., Izd-vo. Nauka, Moskva, 1968.
- [8]. PROKOFIEV, V. N.: *Isslédovanië malih avtòkolëbaniï gidrodvigatelia metodóm gármóniceskoi lineárizácii*. Kolëbaniia i ustoiçivosti mašin, p. 143—149. Akadëmiia Nauk S.S.S., Izd-vo. Nauka, Moskva, 1968.

ASUPRA UNUI MODEL COMPOZIȚIONAL AL REZERVORULUI DE GAZE — CONDENSAT

M. C. TOFAN

Lucrarea expune un model compozițional de reprezentare a epuizării unui rezervor de gaze condensat prin pași diferențiali de ciclare, într-o variantă dezvoltată pe un calculator numeric. Sînt prezentate buclele de ciclare în două moduri, distincte în ceea ce privește ordinea echilibrelor momentane FLASH de calcul ale vectorilor compoziționali.

Das Erschöpfungsprojekt einer Lagerstätte, welche durch den Zusammensetzungsvektor $\bar{Z}_0$ für die Gleichgewichtsparameter der Tiefe bestimmt ist, (p_s, T_F) , besteht in der Bestimmung einer Einpressung — Förderung — Verbrauch — Programms welcher eine Zustandsänderung des momentanen Zusammensetzungsvektors so enthält,

$$\left. \begin{aligned} Z(p) &\rightarrow \bar{Z}_0, \\ p_1[Z(p)] &\rightarrow p_1(\bar{Z}_0), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

das der laufende Gleichgewichtszustand für die Parameter (p_s, T_F) auf der Erschöpfungsisotherme einphasig ist, also:

$$p_1[\bar{Z}(p)] \leq p \quad (2)$$

Es wurden zwei extreme Einpressung — Förderung — Programme welche die Ungleichung (2) befriedigen, bestimmt.

P G A — Zyklierungsprogramm nach einer isobaren Zustandsänderung $p_1[Z(p)]$, der dem Prozess des rücklaufenden Kondensierungsanfang entspricht.

P G B — Zyklierungsprogramm auf der Tausobare des laufenden Gemisches geführt, und Befriedigung der Gleichung (2) für Elementarprozesse.

In der Arbeit wird die Bestimmung durch Berechnung eines vom oberflächlichen Behandlungsprozess des Einpressungsstromes, abhängig gemischten Programms verfolgt,

$$(PGX) = \alpha (PGA) + \beta (PGB),$$

so dass die Veränderung der Kondensationsgase der Lagerstätte in einer Lagerstätte, die im einphasigem Gas-Zustand erschöpft werden kann.

Im Programmflussbild sind zwei verschiedene Zyklierungsloopen, bezüglich der Reihenfolge der Gas-Flüssigkeit FLASH — Gleichgewichte, die zur Simulation der Umwandlungen der Kompositionen — Vektoren dienen, beschrieben.

Un rezervor de gaze condensat este definit prin existența a două stări de rouă R_1 și R_2 pe caracteristica izoternă de epuizare (figura 1)

Pătrunderea în domeniul de stabilitate bifazică lichid-vapori, a izotermei temperaturii de fund, ridică dificultăți deosebite la nivelul:

A — descrierii procesului de curgere în strat, care pentru $p < p_{ro}$, devine trifazică (apă, condensat, vapori);

B — de proiectare a epuizării prin ciclarea gazului.

Scăderea capacității de producție a sondelor de extracție pentru presiuni $p < p_{ro}$ impune în general elaborarea unui proiect tehnologic de epuizare, diferit de cel al zăcămintelor (de gaze) epuizabile în condițiile echilibrului monofazic gaz.

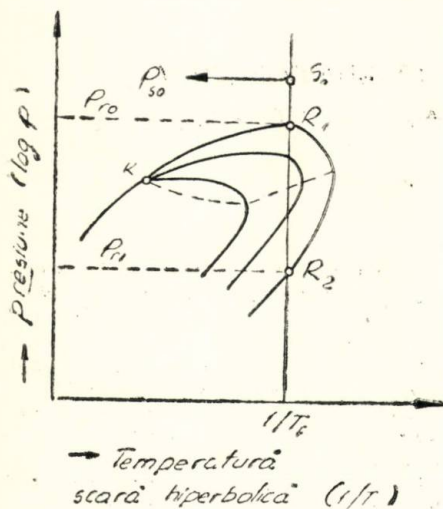


Fig. 1

Proiectul epuizării unui astfel de zăcămint definit prin vectorul de compoziție la parametrii de stare ai echilibrului de fund (p_{so}, T_f), constă în determinarea unui program de injecție-extracție care să conțină o transformare a vectorului de compoziție momentană:

$$\left. \begin{aligned} Z(t) &\rightarrow Z_o, \\ p_r[Z(t)] &\rightarrow p_{ro}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

astfel încît starea curentă a echilibrului de fund (p_s, T_f) pe izoterma temperaturii de epuizare, să corespundă unui echilibru monofazic-gaz, adică (figura 2):

$$p_r[Z(t)] \leq p_s(t). \quad (2)$$

Pot fi definite două programe de extracție-injecție extreme care satisfac inecuația (2).

Programul PGA constă dintr-un proces de ciclare la presiunea constantă p_{ro} de inerție a procesului de condensare retrogradă. Acest program se consideră încheiat, în momentul cînd locul stărilor de rouă a amestecului $Z(t_A)$ devine tangent la izoterma de fund, ceea ce corespunde (figura 3) cu:

$$TM(t_A) = T_f, \quad (3)$$

unde:

$TM(t)$ este temperatura maximă de rouă a amestecului $Z(t)$.

Programul PGB constă dintr-un proces de ciclare condus la presiunea de rouă, adică este un program de satisfacere continuă a egalității din inecuația (2).

Dacă starea inițială a zăcămintului S_0 este în echilibru monofazic-gaz, este de așteptat ca realizarea programului PGB să conducă la un minim al volumului de gaz injectat prin ciclare.

În general, dată fiind complexitatea comportării compoziționale, dependentă de:

- i) variația de compoziție în procesul de curgere trifazică în străt (atunci cînd starea inițială se află deja în domeniul de stabilitate L—V);
- ii) variația compoziției provocată de procesul de difuzie ce se instaurează între volumele drenate prin injecție și extracție;
- iii) efectul tratării gazului la suprafață; definirea unui program mixt:

$$PGX = \alpha PGA + \beta PGB \quad (4)$$

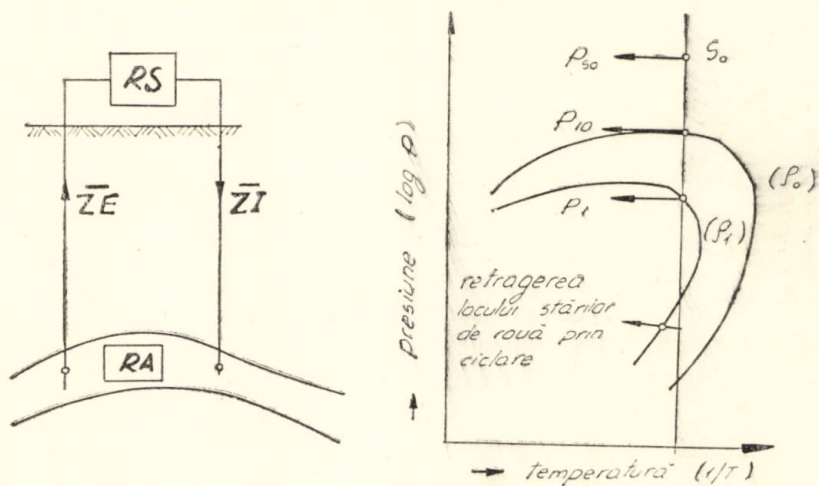


Fig. 2

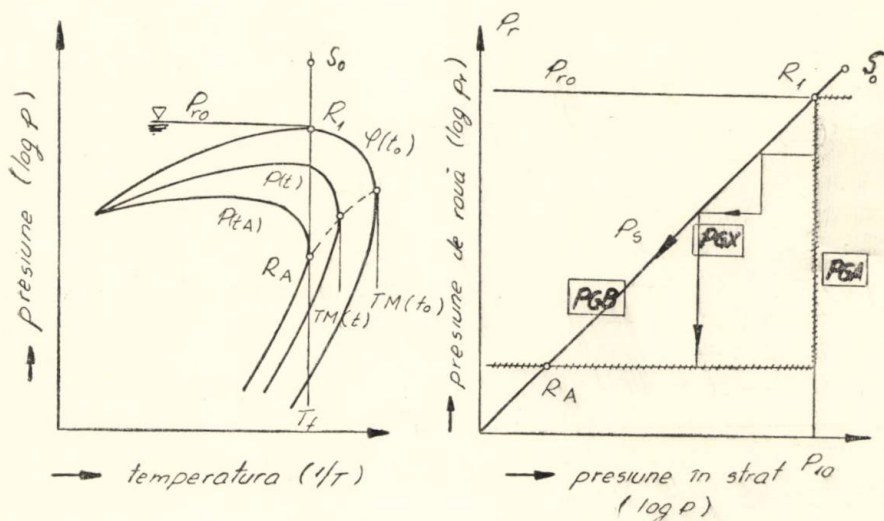


Fig. 3

care să asigure transformarea zăcămintului de gaze-condensat într-un zăcămint epuizabil în condițiile echilibrului monofazic—gaz este accesibilă numai prin calcul.

MODELUL COMPOZIȚIONAL

a) Descrierea formală:

Modelarea matematică a procesului de epuizare cu ciclare a unui rezervor de gaze condensat poate fi formal descrisă pe schema din figura 2.

$$\begin{array}{lcl}
 \overline{ZR}^{(0)} = \overline{ZO}, & & (5) \\
 \downarrow & & \\
 \overline{ZE}^{(N+1)} = \overline{RE}^{(N)} \cdot \overline{ZN}^{(N)}, & (E) & \\
 \downarrow & & \\
 \boxed{N=N+1} \quad \overline{ZI}^{(N+1)} = \overline{RS}^{(N)} \cdot \overline{ZE}^{(N+1)}, & (S) & \\
 \downarrow & & \\
 \overline{ZR}^{(N+1)} = \overline{RA}^{(N)} \cdot [(\alpha \overline{ZR}^{(N)}) + (1 - \alpha) \overline{ZI}^{(N+1)}], & (A) & (6)
 \end{array}$$

Transformările compoziționale (6) inițializate prin (5) simulează operațiile procesului de ciclare într-o formă în general inaccesibilă unui calcul analitic, cu atât mai mult, cu cât vectorii ce descriu comportarea compozițională sînt vectori de probabilitate ce trebuie să respecte condiția de completitudine compozițională.

$$\sum_{i=1}^n ZX_i = 1, \quad (7)$$

$$X \in \{R, E, I\}.$$

TRANSFORMAREA DE ELIBERARE (E), este controlată în principal de:

(E1) ecuațiile de continuitate ale curgerii fazelor:

$$\operatorname{div}(\rho_i \overline{V}_i) + Q_i = - \frac{\partial}{\partial t} (\Phi \rho_i S_i), \quad (8)$$

unde: ρ_i — densitatea ($\rho_i = 1/B_i$) fazei i ; V_i — viteza de filtrare a fazei i ; Q_i — debitul pe unitatea de volum a fazei i (injecție sau extracție); Φ — porozitatea rocii magazin; S_i — saturarea în faza i ; t — timpul.

(E2) — ecuația de curgere Darcy:

$$\overline{V}_i = \frac{\Lambda \cdot K \cdot K_{ri}}{\mu_i} \overline{\operatorname{grad}} \psi_i, \quad (9)$$

unde: K este permeabilitatea absolută; K_{ri} — permeabilitatea relativă a fazei i ; μ_i — viscozitatea fazei i ; ψ_i — potențialul fazei i .

(E3) — ecuația de stare de transformare izotermă:

$$\left. \begin{array}{l} \text{vapori: } \frac{p}{\rho_v} = \text{const.} \\ \text{lichid: } \rho_L = \text{const.} \end{array} \right\} \quad (10)$$

Scriind cele trei ecuații (8), (9) și (10) pentru cele trei faze ce coexistă în strat, obținem în definitiv sistemul de trei ecuații diferențiale cu derivate parțiale:

$$\left. \begin{array}{l} \text{— condensat:} \\ \sum_{i=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{q_c}{B_c} \right) \Delta X_i + Q_c = - \frac{\Omega \partial}{\partial t} \left(\frac{\Phi S_c}{B_c} \right), \\ \text{— gaz : apă} \\ \sum_{i=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{q_w}{B_w} \right) \Delta X_i + Q_w = - \frac{\Omega \partial}{\partial t} \left(\frac{\Phi S_w}{B_w} \right), \\ \text{— apă : gaz} \\ \sum_{i=1}^2 \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{q_g}{B_g} + \frac{q_c R_{gc}}{B_c} + \frac{q_w R_{gw}}{B_w} \right) \Delta X_i + Q_g = \\ - \frac{\Omega \partial}{\partial t} \left[\Phi \left(\frac{S_g}{B_g} + \frac{S_c R_{gc}}{B_c} + \frac{S_w R_{gw}}{B_w} \right) \right], \end{array} \right\} \quad (11)$$

unde:

$$\bar{q} = A \cdot \bar{V},$$

$$q_{xi} = \Delta X_i \Delta X_k (\bar{V} \cdot i),$$

$$\Omega = \Delta X_1 \cdot \Delta X_2 \cdot \Delta X_3,$$

R — fracțiile de gaz în soluție.

Sistemul (11) este complementat de ecuațiile care descriu (12) — compresibilitatea rocii:

$$\emptyset = \emptyset_o [1 + c_f (p - p_o)], \quad (12)$$

unde: c_f este coeficientul de compresibilitate a rocii (porilor); $\emptyset_o$, p_o

— porozitatea și presiunea inițială.

(E6) — condiția de saturare:

$$S_c + S_w + S_g = 1, \quad (13)$$

(E7) — efecte capilare:

$$\left. \begin{array}{l} p_z = p_o + \Delta p_c, \\ p_w = p_o - \Delta p_w. \end{array} \right\} \quad (14)$$

În ipoteza curgerii izoterme incompresibile, ecuația de curgere Darcy ia forma:

$$q_i = - \frac{\Lambda \cdot K \cdot K_{ri}}{\mu_i} \frac{dp_i}{dX} + p_i \frac{dz}{dx}, \quad \left. \begin{array}{l} \\ i \in \{c, w, g\}. \end{array} \right\} \quad (15)$$

Sistemul de ecuații (11) — (15) este nelinear. Permeabilitatea relativă și efectele capilare sînt funcții de saturații iar factorii volumetrici, fracțiile de echilibru în soluțiile gaz-condensat, gaz-apă-condensat, densitățile și viscozitățile sînt funcții de presiune. Mai mult decît atît unele din aceste funcții nu sînt reprezentabile în acest moment în forme analitice explicite.

Von POOLLEN, BIXEL și JARGON expun într-un ciclu de 11 lucrări [1—11] o tehnică numerică prin direferențe pentru rezolvarea acestui sistem de ecuații.

WESLEY, JACKSON și WATTENBARGER [12] simulează numeric un procedeu de ciclare izobar pornind de la sistemul diferențial (proiect PGA):

$$\nabla \left[\left(\rho \frac{K}{\mu} \right)_g \nabla \psi_g + \left(\rho \frac{K}{\mu} \right)_c \nabla \psi_c + \left(\rho \frac{K}{\mu} \right)_w \nabla \psi_w \right] = \Phi \frac{\partial}{\partial t} (\rho_g S_g + \rho_c S_c + \rho_w S_w), \quad (16)$$

$$\nabla \left(\rho \frac{K}{\mu} \right)_w \nabla \psi_w = \Phi \frac{\partial}{\partial t} (\rho_w S_w), \quad (17)$$

completat cu ecuațiile pe componenții sistemului gaz-condensat:

$$\nabla \left[V \cdot y_i \cdot \left(\rho \frac{K}{\mu} \right)_g \nabla \psi_g + L x_i \left(\rho \frac{K}{\mu} \right)_c \nabla \psi_c \right] = \Phi \frac{\partial}{\partial t} (V y_i \rho_g S_g + L x_i \rho_c S_c) \quad (18)$$

cu respectarea ecuației de saturație.

2.2.

TRANSFORMAREA DIN REZERVOR (AMESTEC DIFUZIU)

Fiind controlată de ecuația de difuzie, este descrisă tot de ecuații cu derivate parțiale.

H. S. PRICE, J. C. CAVENDISH și R. S. VARGA redau în [13] un model de soluționare numerică a ecuației de difuzie de tip convectiv.

TRANSFORMAREA (S) reprezintă tratarea compozițională la suprafață. Ea poate fi condusă în multiple moduri, care sînt reductibile în sensul modelării prin echilibre momentane de separare la temperaturi scăzute, sau prin echilibre rotite ce corespund modificării echilibrului momentan L—V prin prezența suprafețelor absorbante.

2.3.

MODELUL COMPOZIȚIONAL CERCETAT

Modelul matematic propus spre cercetare este dezvoltat complet din punct de vedere compozițional. În ceea ce privește curgerea multifazică și difuziunea în strat, acestea au fost rezolvate formal prin solu-

ții algebrice elementare, urmînd ca într-o formulare completă ele să poată fi înlocuite cu subprograme ce simulează printr-un algoritm adecvat soluțiile acestea.

În [14, 15] sînt deduse ecuațiile diferențiale ale procesului de eliberare diferențială prin forma recurentă:

$$\bar{Z}_{J+1} = \bar{Y}_{J+1} + \frac{N_J}{N_{J+1}} \cdot L \cdot (\bar{X}_{J+1} - \bar{Y}_{J+1}), \quad (19)$$

unde: N_J este numărul de moli în starea J ;
 L — fracția molară de lichid de echilibru în starea J ; $\bar{Z}$, $\bar{X}$, $\bar{Y}$ — vectori compoziționali molari ai amestecului de hidrocarburi, lichidului și vaporilor.

Devine posibilă determinarea amestecului $\bar{Z}_{J+1}$ în funcție de elementele echilibrului termodinamic momentan ale amestecului Z_J în starea $J+1$, eliberarea de vapori fiind concentrată pentru întregul pas în ultima stare.

$$\frac{N_J}{N_{J+1}} = \frac{\xi_{J+1} P_J \cdot VHC_J}{\xi_J \cdot P_{J+1} \cdot VHB_{J+1}} \quad (20)$$

În subprogramul REGH se determină, urmărind o caracteristică impusă de epuizare, volumul de hidrocarburi VHC, iar fracția F de lichid antrenată în curgerea multifazică în strat este considerată constantă ($F = 0,4$).

Succesiunea de calcul a echilibrelor momentane FLASH realizată prin apelarea unui ciclu de 4 subprograme, este redată în anexa (1—3) unde se pot urmări cele două variante $IR = 1$ și $IR = 2$ de proces:

pentru $IR = 1$

ciclare izobară la $p(JA) \rightarrow$ eliberare diferențială și test de rouă la $p(JA+1)$.

pentru $IR = 2$

eliberare diferențială $\rightarrow$ ciclare izobară la $p(JA+1)$, $p(JA) \rightarrow p(JA+1)$.

În figurile 5 și 6 sînt reprezentate caracteristici compoziționale prin ciclarea unui rezervor saturat cu amestecul de compoziție dat în tabelul 1.

Figura 5 reprezintă variația fracției lichide L (2) și a sumei $\sum_{i=1}^n (Z_i/K_i) = SR$ (1) în funcție de debitul de ciclare QQ (abscisă logaritmică).

În figura 6 se reprezintă variația conținutului de fracții grele C_5 și C_7 în strat și în separatorul de suprafață.

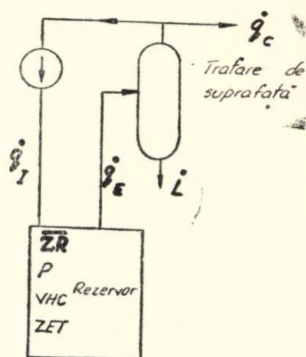


Fig. 4

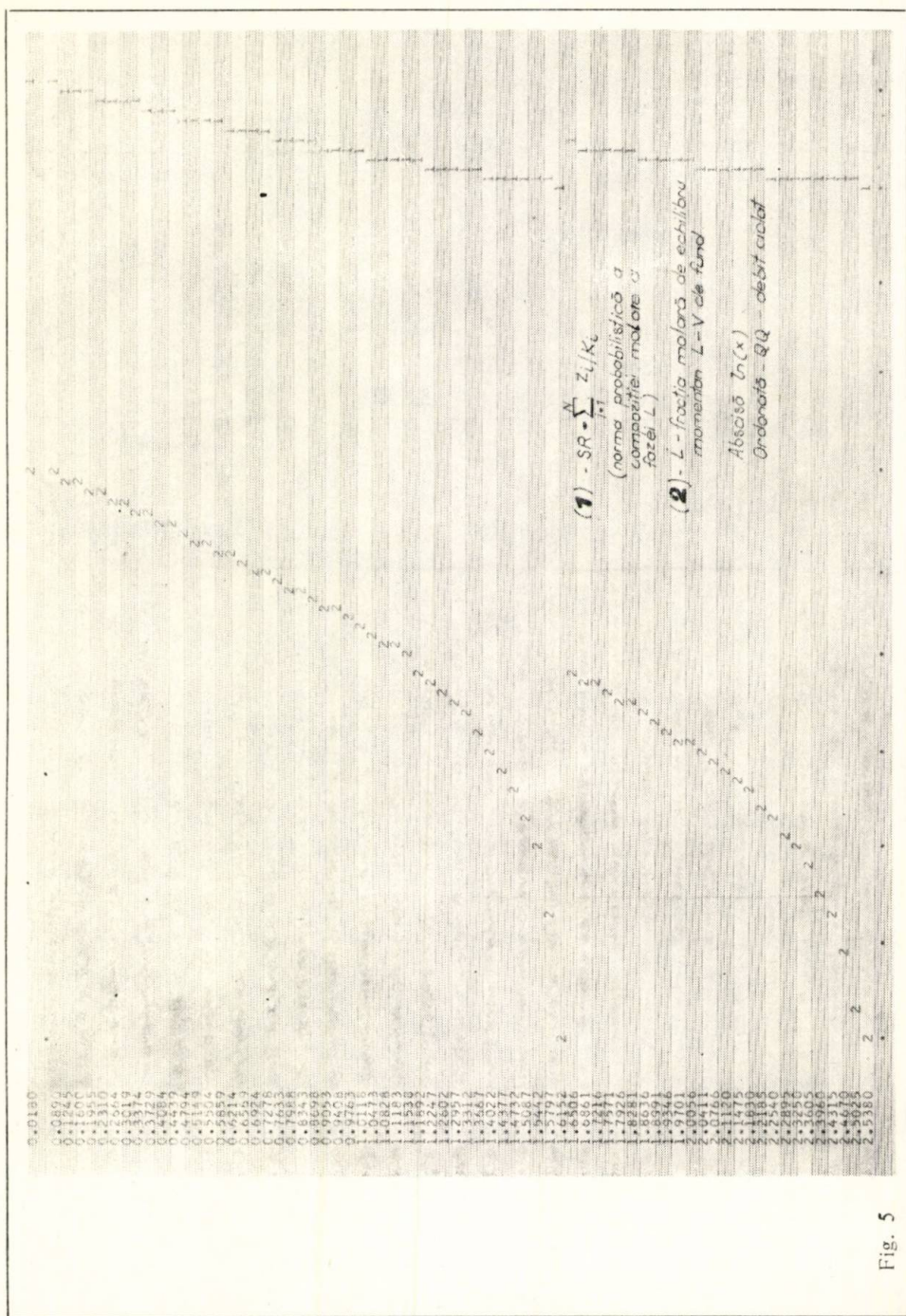


Fig. 5

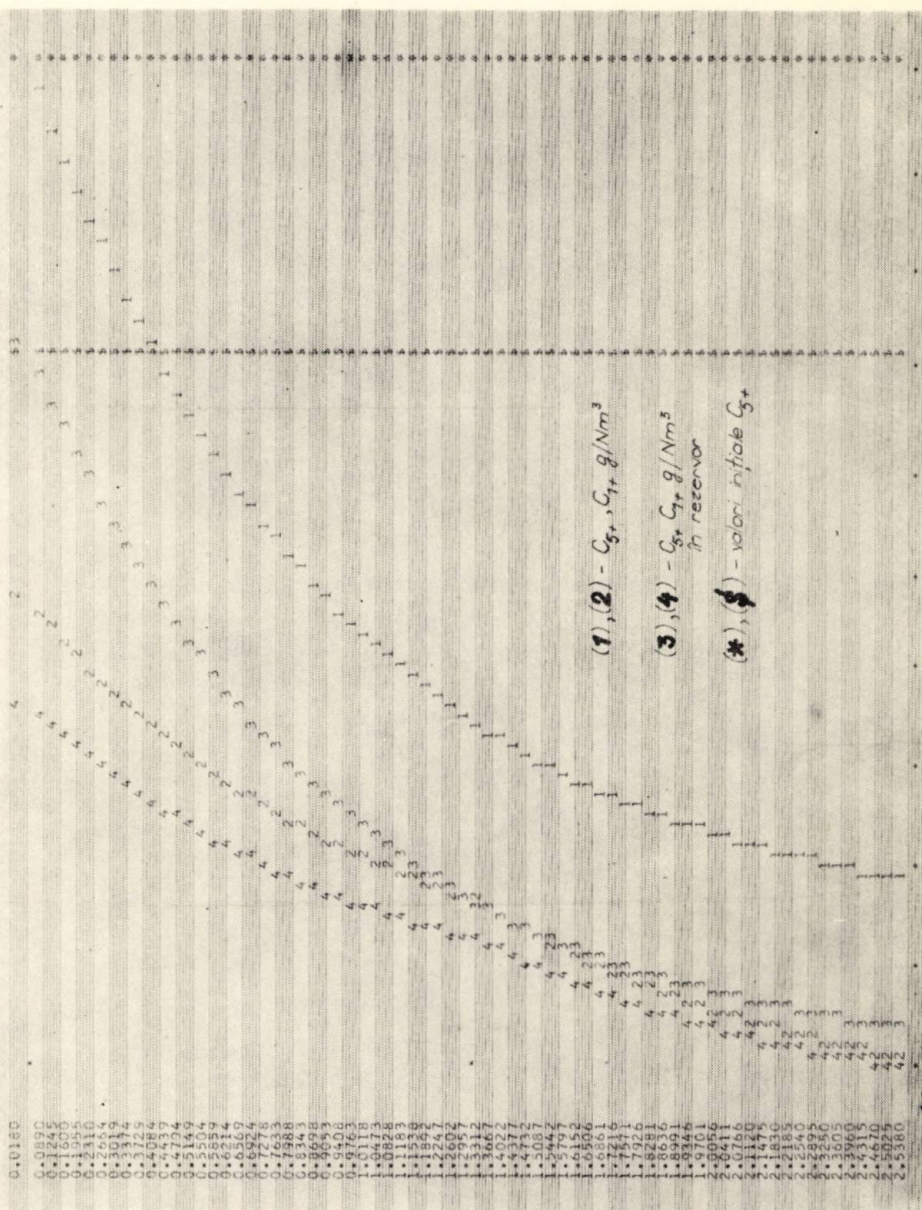


Fig. 6

Presiunea de ciclare $P_1 = 2000$ psia (JA) cu testul de rouă la $p_2 = 1800$ psia (JA+1) și livrare monofazică gaz la $p(\text{TEST}) = 1200$ psia.

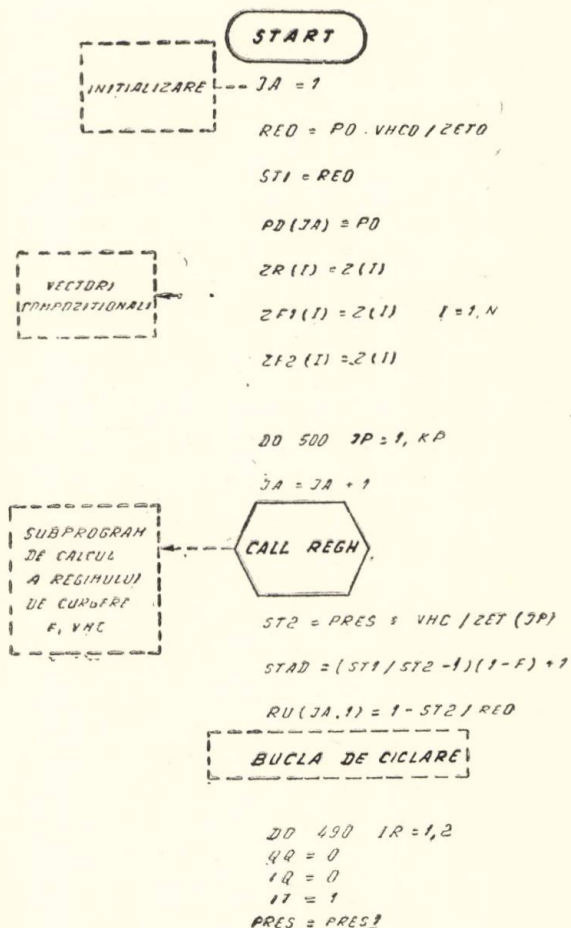
Tabelul 1

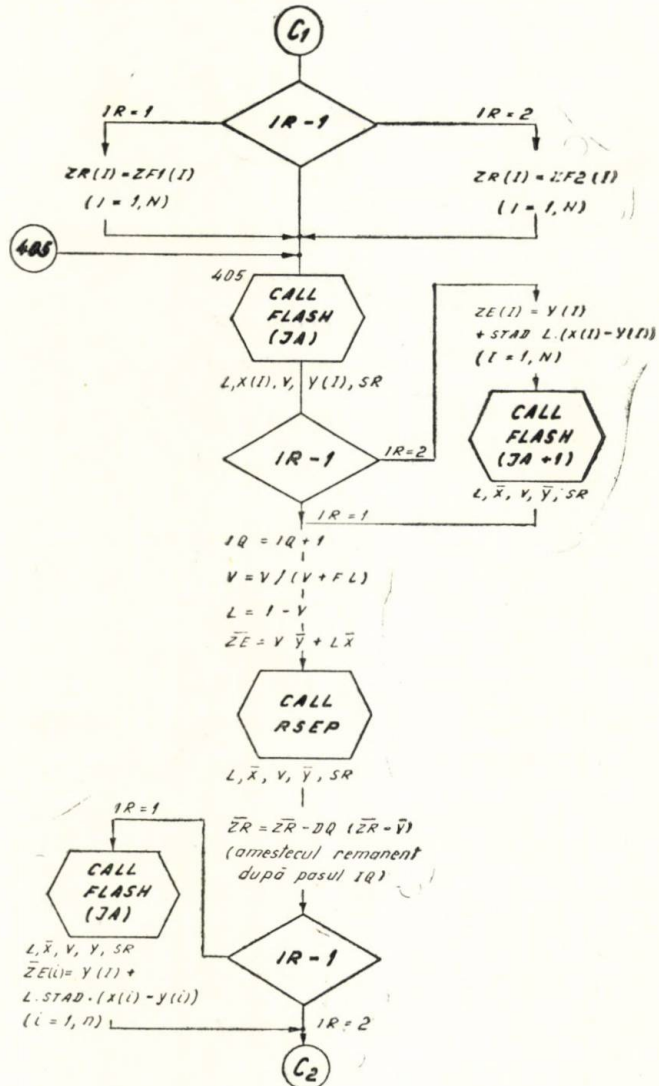
	% Mol.
C ₁	. 90000
C ₂	. 04572
C ₃	. 00987
n C ₄	. 00955
n C ₅	. 00502
C ₆	. 00323
C ₇	. 00295
C ₈	. 01125
C ₉	. 01077
C ₁₀	. 00164
	1.00000

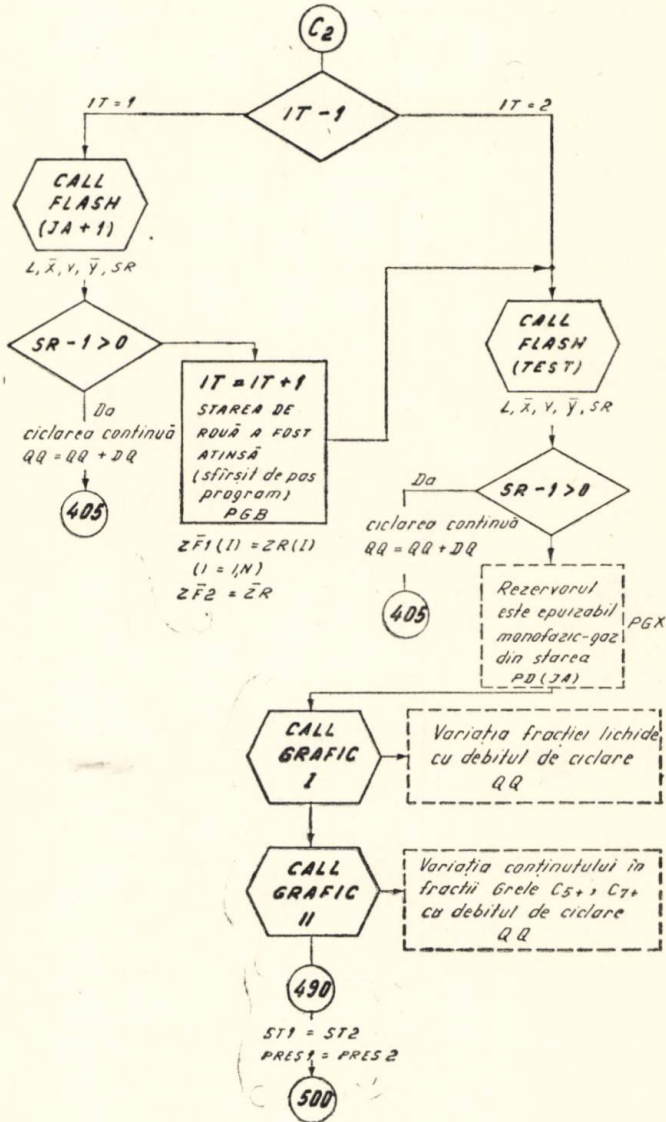
Bibliografie

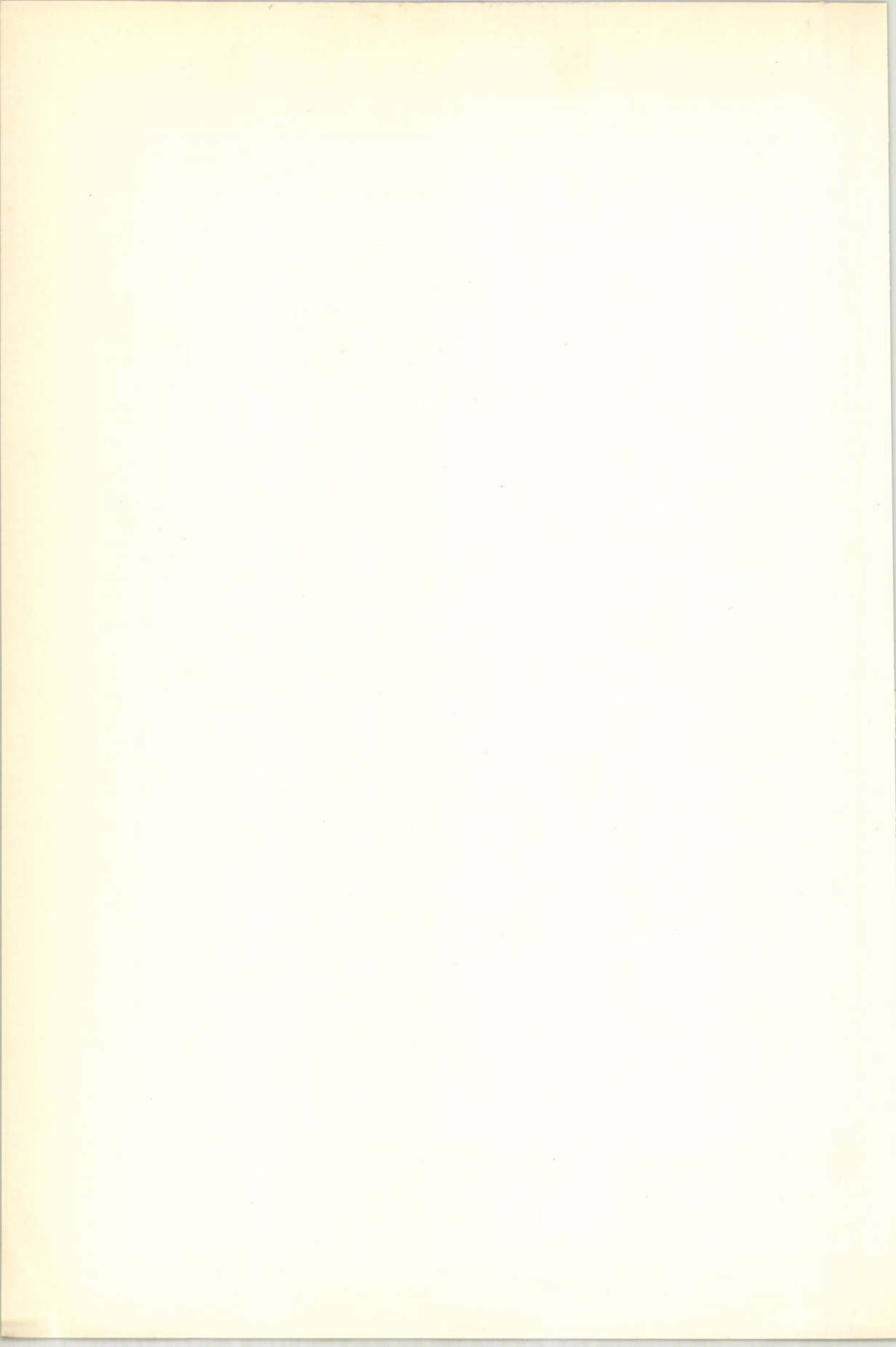
- [1—11]. Dr. H. K. van POOLLEN, H. C. BIXEL and J. R. JARGON: *Reservoir modeling*. Oil and Gas Journal vol. 67, 68 (1969, 1970), serie de 11 articole:
 4 OGJ vol. 67, Nov. 3, 1969, p. 81,
 7 OGJ vol. 68, March 2, 1970, p. 77,
 8 OGJ vol. 68, March 30, 1970, p. 106,
 9 OGJ vol. 68, May 11, 1970, p. 72,
 10 OGJ vol. 68, June 29, 1970, p. 58,
 11 OGJ vol. 68, July 27, 1970, p. 124.
- [12]. WESLEY A., R. F. JACKSON, R. A. WATTENBARGER: *Simulation partial pressure maintenance gas cycling project, with a compositional model*, Carson creckfield, Alberta, J. Petrol, Technol. (22) 38—46 1970.
- [13]. PRICE H. S., J. C. CAVENDISH, R. S. VARGA: *Numerical method of higer order accuracy for diffusion-convection equations*, Petrol Engros J, 8, No. 3, 293—303.
- [14]. TOFAN M.: *Determinarea prin calcul a compoziției complete a amestecurilor ce saturează colectoarele de gaze naturale*. Petrol și gaze, vol. XIX (12), 755—769, dec. 1968.
- [15]. AUFRERE G., DECLAUD J. P.: *Etude par le calcule du comportement thermodynamique des gisement de gaz a condensat*. Association Technique de L'industrie du Gaz en France (A.T.L.G.F.) — Congres 1965.

Analiza procesului de ciclare prin diferențe finite
(Model compozițional)









CONSIDERAȚII PRIVIND CALCULUL TRANSFERULUI DE CĂLDURĂ PRIN CONVECȚIE ÎN MAȘINILE CU PISTON

V. HOFFMANN

În cadrul lucrării de față se prezintă criterii de asemănare noi, precum și ecuația criterială, deduse pentru schimbul de căldură nestationar efectuat simultan cu producerea lucrului mecanic. Criteriile de asemănare obținute precum și ecuația criterială dedusă pot servi pentru generalizarea rezultatelor experimentale, precizând în același timp și modul de definire a vitezei caracteristice, în cazul fenomenului de schimb de căldură prin convecție în mașinile termice cu piston.

Die Gleichungen, die in der Literatur für die Bestimmung der Wärme, die in Kolbenmaschinen vom Arbeitsmedium zur Zylinder wand übertragen wird, enthalten sind, betrachten den Wärmeübertragungsprozess als stationär. Die Ähnlichkeitssätze, in welchen der Wärmeübertragungskoeffizient vorkommt, enthalten aus diesem Grunde nicht die Zeit (Kriterium Nusselt, Reynolds, Prandtl u.a.).

Dieser Zustand verhindert eine richtige Verallgemeinerung der experi-

mentellen Daten und Hilfe der Ähnlichkeitsmethode.

In der Arbeit werden neue Ähnlichkeitskriterien, die für die instationäre Wärmeübertragung in Kolbenmaschinen gültig sind, erhalten.

Da in Kolbenmaschinen die Veränderung der Zustandsparameter durch Wärmeübertragung und Leistung von mechanischer Arbeit erfolgt, wurde als Ausgangsgleichung für die Bestimmung von neuen Ähnlichkeitskriterien das erste Prinzip der Thermodynamik benützt.

Mit Hilfe der Rayleigh-Methode wird eine Ähnlichkeitsgleichung für den Wärmeübertragungsprozess in thermischen Maschinen erhalten, in welcher zugleich bekannte und neue Kriterien vorkommen.

Die Ähnlichkeitskriterien und Ähnlichkeitsgleichung die erhalten wurden, können zur Verallgemeinerung der experimentellen Daten benützt werden. Zugleich bestimmen sie die Art, in welcher die charakteristische Geschwindigkeit bei konvektiven Wärmeübertragungsprozessen in Kolbenmaschinen eingesetzt wird.

Determinarea prin calcul a schimbului de căldură ce are loc în timpul funcționării mașinilor termice permite proiectantului atât dimensionarea optimă a sistemului de răcire precum și a organelor de mașini ce suportă solicitări termice importante, cât și construirea corectă a ciclului de funcționare a mașinii.

Importanța determinării prin calcul a schimbului de căldură în mașinile termice explică numărul considerabil al lucrărilor consacrate obținerii unor relații pentru calculul coeficientului de transfer parțial α care să exprime cât mai corect schimbul de căldură ce are loc între agentul de lucru al mașinii și peretele care îl înconjoară.

$$Q = \alpha A (t_f - t_p) \tau, \quad (1)$$

unde: Q este căldura transmisă; A — suprafața de contact; τ — timpul; t_f și t_p — temperatura peretelui și a fluidului.

Analizînd relațiile de calcul propuse în literatura de specialitate [1, 2, 3] se poate constata dependența coeficientului de schimb parțial de căldură de presiune p și temperatura T a agentului de lucru. Numeroși cercetători introduc în expresia coeficientului de schimb parțial și viteza agentului de lucru w precum și lungimea caracteristică l .

Se obține deci pentru exprimarea coeficientului de transfer parțial o funcție de forma:

$$\alpha = f(p, T, w, l) \quad (2)$$

sau

$$\alpha = C \cdot p^x \cdot T^y \cdot w^z \cdot l^u \quad (3)$$

unde: C , x , y , z și l au valori constante, determinate pe cale experimentală.

Diversitatea formulelor propuse se datorește atât valorilor numerice atribuite constantelor cât și modului diferit de exprimare a vitezei agentului de lucru și a lungimii caracteristice. Astfel, pentru viteza agentului de lucru se recomandă viteza medie a pistonului, viteza de curgere a gazelor prin supapa de admisie sau o viteză care să țină seamă atât de viteza pistonului cât și de viteza procesului de ardere. Pentru lungimea caracteristică sînt recomandate fie diametrul cilindrului, fie diametrul echivalent.

Încercările de a generaliza rezultatele experimentale obținute au dus la utilizarea teoriei similitudinii pentru exprimarea coeficientului de transfer parțial prin intermediul unor ecuații criteriale. Ecuațiile folosite exprimă dependența criteriului de asemănare Nusselt (Nu) de criteriile Reynolds (Re) și Prandtl (Pr).

$$Nu = f(Re \cdot Pr) \quad (4)$$

Criteriile de asemănare sus-menționate caracterizează însă numai schimbul de căldură în regim staționar (în nici unul din aceste criterii nu apare timpul) și ca atare ele nu pot reda fidel schimbul de căldură în regim nestaționar, caracteristic mașinilor termice. Aceste criterii nu țin seamă nici de faptul că în cazul mașinilor termice schimbul de căldură are loc simultan cu efectuarea de lucru mecanic.

O exprimare corectă a schimbului de căldură prin convecție între agentul de lucru și peretele înconjurător necesită deci criterii de ase-

mănare care să țină seamă atât de caracterul nestaționar al procesului cât și de efectuarea simultană a lucrului mecanic. Pentru obținerea unor asemenea criterii propunem folosirea ecuației primului principiu al termodinamicii.

$$dQ = dU + dL, \quad (5)$$

în care: dQ este schimbul de căldură; dU — variația energiei interne a agentului de lucru; dL — lucrul mecanic.

Înlocuind în ecuația (5) expresiile echivalente ale schimbului de căldură:

$$dQ = \alpha A (t_f - t_p) d\tau \quad (6)$$

a energiei interne:

$$dU = \rho c V dt_f \quad (7)$$

și a lucrului mecanic:

$$dL = p dV \quad (8)$$

rezultă ecuația:

$$\alpha A (t_f - t_p) d\tau = \rho c V dt_f + p dV \quad (9)$$

unde: α este coeficientul de transfer parțial; t_f , ρ , c și p — temperatura, masa specifică, căldura specifică (la volum constant) și presiunea agentului de lucru; A — suprafața de contact agent de lucru-perete; V — volumul ocupat de agentul de lucru; t_p — temperatura peretelui; τ — timpul.

Notînd cu k_α , k_A , k_{t_f} , k_{t_p} , k_τ , k_ρ , k_c , k_p și k_v constantele de asemănare a mărimilor menționate ca indici, rezultă pentru fenomenele asemenea următorul șir de egalități:

$$k_\alpha \cdot k_A \cdot k_{t_f} \cdot k_\tau = k_\alpha \cdot k_A \cdot k_{t_p} \cdot k_\tau = k_\rho \cdot k_c \cdot k_v \cdot k_{t_f} = k_p \cdot k_v \quad (10)$$

Șirul de egalități (10) permite identificarea următoarelor șase criterii de asemănare:

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= \frac{\alpha \cdot A \cdot \tau}{\rho \cdot c \cdot V}; \\ K_2 &= \frac{\rho \cdot c \cdot t_f}{p}; \\ K_3 &= \frac{t_f}{t_p}; \\ K_4 &= \frac{\alpha \cdot A \cdot t_p \cdot \tau}{\rho \cdot c \cdot V \cdot t_f}; \\ K_5 &= \frac{\alpha \cdot A \cdot t_p \cdot \tau}{p \cdot V}; \\ K_6 &= \frac{\alpha \cdot A \cdot t_f \cdot \tau}{p \cdot V}. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Din cele șase criterii de asemănare obținute, numai trei sînt independente, întrucît între aceste criterii se pot stabili următoarele dependențe:

$$\left. \begin{aligned} K_4 &= K_1 \cdot K_3; \\ K_6 &= K_1 \cdot K_2; \\ K_5 &= \frac{K_6}{K_3}. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Unul din aceste criterii K_1 poate fi identificat ca fiind produsul a două criterii de asemănare bine cunoscute în literatura de specialitate: criteriul Nusselt Nu și criteriul Fourier Fo .

Într-adevăr, dacă ținem seamă de expresia coeficientului de difuzibilitate termică:

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}, \quad (13)$$

și considerînd raportul $\frac{V}{A} = l$ drept lungimea caracteristică, rezultă:

$$K_1 = \frac{\alpha \cdot A \cdot \tau}{\rho \cdot c \cdot V} = \frac{\alpha \cdot A \cdot \tau}{\frac{\lambda}{a} \cdot \frac{V}{A}} = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \cdot \frac{a \cdot \tau}{l^2}, \quad (14)$$

deci:

$$K_1 = Nu \cdot Fo. \quad (15)$$

Acest criteriu de asemănare mai poate fi exprimat și sub forma:

$$K_1 = \frac{\alpha \cdot A \cdot \tau}{\rho \cdot c \cdot V} = \frac{\alpha}{\rho \cdot c \cdot \frac{V}{A \cdot \tau}} = \frac{\alpha}{\rho \cdot c \cdot w}. \quad (16)$$

unde: w reprezintă viteza caracteristică (variația în unitatea de timp a lungimii caracteristice).

$$w = \frac{l}{\tau}. \quad (17)$$

Ca al doilea criteriu independent vom considera criteriul K_2 :

$$K_2 = \frac{\rho \cdot c \cdot t_f}{p}. \quad (18)$$

Coeficientul de schimb parțial de căldură pentru fenomenul de transfer de căldură exprimat pe baza principiului întii va fi o funcție a masei specifice, a căldurii specifice la volum constant, a presiunii și temperaturii agentului de lucru, a temperaturii peretului și a vitezei caracteristice.

$$\alpha = f(\rho, c, p, t_f, t_p, w). \quad (19)$$

Pentru stabilirea ecuației de criterii se poate utiliza metoda lui Rayleigh. În acest scop coeficientul de transfer parțial se scrie sub forma:

$$\alpha = C \cdot \rho^\epsilon \cdot c^\gamma \cdot p^\lambda \cdot t_f^\beta \cdot t_p^\delta \cdot w^\varphi. \quad (20)$$

Exponenții necunoscuți se determină folosind ecuația de dimensiuni:

$$\frac{\text{kg}}{\text{grad} \cdot \text{s}^3} = \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left(\frac{\text{m}^2}{\text{grad} \cdot \text{s}^2} \right) \left(\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2} \right) \text{grad}^\beta \cdot \text{grad}^\delta \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right). \quad (21)$$

Ecuația (21) poate fi descompusă în următorul sistem de ecuații:

$$\left. \begin{aligned} 1 &= \varepsilon + \lambda && \text{pentru masă;} \\ -1 &= -\gamma + \delta + \beta && \text{pentru temperatură;} \\ -3 &= -2\gamma - \varphi - 2\lambda && \text{pentru timp;} \\ 0 &= -3\varepsilon + 2\gamma + \rho - \lambda && \text{pentru lungime.} \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Sistemul (22) permite determinarea a trei din cei șase exponenți din ecuația (20) — prima ecuație a sistemului fiind identică cu suma ultimelor două —.

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= 1 - \varepsilon \\ \varphi &= 2\varepsilon - 2\gamma + 1 \\ \beta &= \gamma - \delta - 1 \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Cu valorile obținute expresia (20) a coeficientului de transfer parțial devine:

$$\alpha = C \cdot \rho^\varepsilon \cdot c^\gamma \cdot p^{1-\varepsilon} \cdot t_f^\gamma \cdot \delta - 1 \cdot t_p^\delta \cdot w^{2\varepsilon - 2\gamma + 1}. \quad (24)$$

Ea poate fi pusă și sub forma:

$$\frac{\alpha}{\rho \cdot c \cdot w} = C \cdot \left(\frac{t_p}{t_f} \right)^\delta \cdot \left(\frac{p}{\rho \cdot w^2} \right)^{1-\varepsilon} \cdot \left(\frac{c \cdot t_f}{w^2} \right)^{\gamma-1}. \quad (25)$$

În expresia (25) primul termen este criteriul K_1 , un alt termen este criteriul de asemănare Euler Eu:

$$Eu = \frac{p}{\rho \cdot w^2}, \quad (26)$$

iar ultimul termen este produsul criteriului K_2 și criteriului lui Euler.

$$\frac{c \cdot t_f}{w} = \frac{\rho \cdot c \cdot t_f}{p} \cdot \frac{p}{\rho \cdot w^2} = K_2 Eu. \quad (27)$$

Făcînd înlocuirile corespunzătoare în ecuația (25) obținem ecuația de criterii căutată:

$$K_1 = C \left(\frac{t_p}{t_f} \right)^\delta \cdot Eu^{\gamma-\varepsilon} \cdot K_2^{\gamma-1}, \quad (28)$$

sau schimbînd notațiile:

$$\begin{aligned} \gamma - \varepsilon &= m, \\ \gamma - 1 &= n, \end{aligned}$$

rezultă:

$$K_1 = C \cdot E_u^m \cdot K_2^n \left(\frac{t_p}{t_f} \right)^\delta. \quad (29)$$

Ținând seamă de (15) obținem:

$$Nu = C \cdot \frac{E_u^m \cdot K_2^n}{F_{0i}} \left(\frac{tp}{tr} \right)^\delta. \quad (30)$$

Constanta C precum și exponenții m, n și δ care apar în ecuația criterială obținută trebuie determinați pe cale experimentală.

Criteriile de asemănare obținute precum și ecuația criterială dedusă pot servi pentru generalizarea rezultatelor experimentale, ele aduc în același timp precizări utile privind modul de definire a vitezei caracteristice în cazul fenomenului de schimb de căldură prin convecție în mașinile termice cu piston.

Bibliografie

- [1]. IONESCU A.: *Cercetări asupra transferului de căldură în motoare cu combustie internă*. Universitatea Brașov. Teză de doctorat, 1971.
- [2]. UNTARU M.: *Studiul transmisiei de căldură în motorul cu aprindere prin scinteie*. Buletinul Institutului politehnic Brașov, seria A, vol. XII, 1970, p. 177—200.
- [3]. GRÜNWALD B.: *Teoria, construcția și calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere*. Editura didactică și pedagogică, București, 1969, p. 812—820.

ANALIZA METODEI NUMERICE PENTRU STĂRI TERMICE STAȚIONARE

V. ȘOVA

În lucrare se prezintă sub formă generalizată metoda numerică de rezolvare a problemelor de transfer termic în condiții staționare după cele trei direcții de propagare x , y și z , în sisteme spațiale și anizotrope cu suprafețe de frontieră plane sau curbe.

De asemenea, se face o analiză a aproximației metodei când prin subdivizarea sistemului punctele convenționale ale rețelei se înscriu sau nu se înscriu în interiorul suprafețelor de frontieră plane sau curbe ale sistemului.

În der Arbeit wird die numerische Methode für die Lösung der thermischen Fragen der stationären Wärme-

übertragung nach den drei Übertragungsrichtungen x , y und z bei anisotropen Raumsystemen mit ebenen oder gekrümmten Grenzflächen in einer verallgemeinerten Form dargestellt.

Es wird eine Analyse der Annäherung der numerischen Methode bei der Bestimmung des Temperaturfeldes im Innern des Systems und auf den Grenzflächen desselben in folgenden Fällen gemacht: wenn beim Unterteilen des Systems die Konventionalen Punkte des triortogonalen Raumgitters sich streng in untersuchten Bereich einschreiben, bei ebenen Grenzflächen des Systems, wenn diese Punkte sich nicht im untersuchten Bereich einschreiben, bei gekrümmtem Grenzflächen.

Examinarea cîmpului de temperatură precum și determinarea fluxului termic transmis în condiții staționare după una sau după mai multe direcții de propagare cu ajutorul metodelor exacte, respectiv pe calea integrării nemijlocite a ecuației diferențiale a cîmpului de temperatură, este de cele mai multe ori dificilă, în special în cazul examinării sistemelor de corpuri cu geometrie complexă și anizotrope. În asemenea cazuri, utilizarea metodei numerice se încadrează în mijloacele practice pentru investigarea cîmpului termic, cu rezultate deosebit de satisfăcătoare, iar analiza acestei metode ca și extinderea ei, devine oportună, cu atît mai mult cu cît pentru diferite procese practice de transfer termic, metodele exacte nu pot da soluții.

Conținutul metodei numerice

Metoda numerică de rezolvare a problemelor de transfer termic se bazează pe utilizarea sub forma diferențelor finite, a ecuației bilanțului fluxului termic, aplicat unui sistem divizat în elemente de volum de preferință egale.

Se cunosc rezultate ale aplicării acestei metode la sisteme de corpuri de obicei izotrope, când fluxul termic se propagă după una sau două direcții ortogonale [1, 2]. În lucrarea de față se examinează un caz mai general de aplicare a metodei numerice pentru sisteme de

corpuri spațiale, anizotrope când fluxul termic se propagă după trei direcții ortogonale.

Fie în acest scop un sistem (omogen) finit, însă anizotrop care efectuează schimb termic după cele trei direcții de propagare x, y, z , divizat în elemente de volum egale cu latura δ (figura 1).

Fluxul termic schimbat între elementele de volum ale sistemului considerat, poate fi înlocuit, pentru simplificarea desenului, cu o rețea fictivă de transfer termic între elementele de volum 1, 2, 3, ... având temperaturile $t_1, t_2, t_3, \dots$ echivalente cu temperaturile în centrul de masă ale acestora. Rețeaua ortogonală alcătuită astfel din tije de legătură între

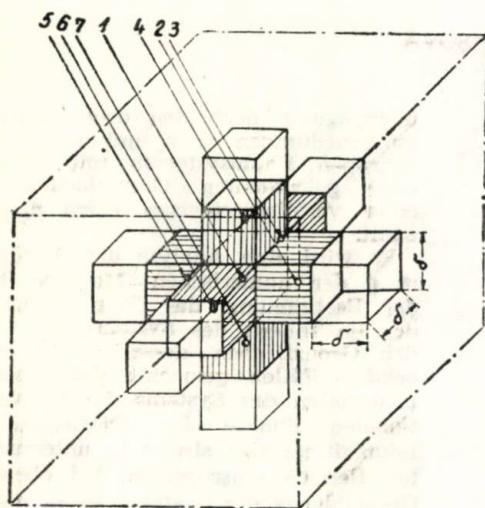


Fig. 1

punctele convenționale 1, 2, 3, ... are pasul constant și egal cu δ (figura 2). În aceste condiții, se poate considera că fluxul termic ce se transmite prin sistem după cele trei direcții de propagare, este rezultatul fluxurilor termice care au loc între elementele de volum, respectiv între punctele convenționale ale rețelei sistemului, mărimea gradientului de temperatură între două noduri fiind constantă și egală cu $\frac{\Delta t}{\Delta n}$. Pentru ca valoarea mărimei gradientului de temperatură să se

apropie pe cât posibil mai mult de valoarea reală, adică $\frac{\Delta t}{\Delta n} \rightarrow \frac{dt}{dn}$, este necesar ca pasul δ al rețelei să fie pe cât posibil de mic, iar la limită $\Delta n \rightarrow 0$. Prin urmare, aproximația metodei rezidă în alegerea mărimei pasului δ al rețelei.

Cu acceptarea notațiilor din figura 2 se poate scrie pentru punctul figurativ 1 al rețelei, următoarele ecuații de bilanț ale fluxului termic:

$$\left. \begin{aligned} \Phi_{21} + \Phi_{51} &= 0, \\ \Phi_{31} + \Phi_{61} &= 0, \\ \Phi_{41} + \Phi_{71} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

unde

$$\left. \begin{aligned} \Phi_{21} &= \Lambda_{21} (t_2 - t_1), \\ \Phi_{31} &= \Lambda_{31} (t_3 - t_1), \\ &\dots \dots \dots \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

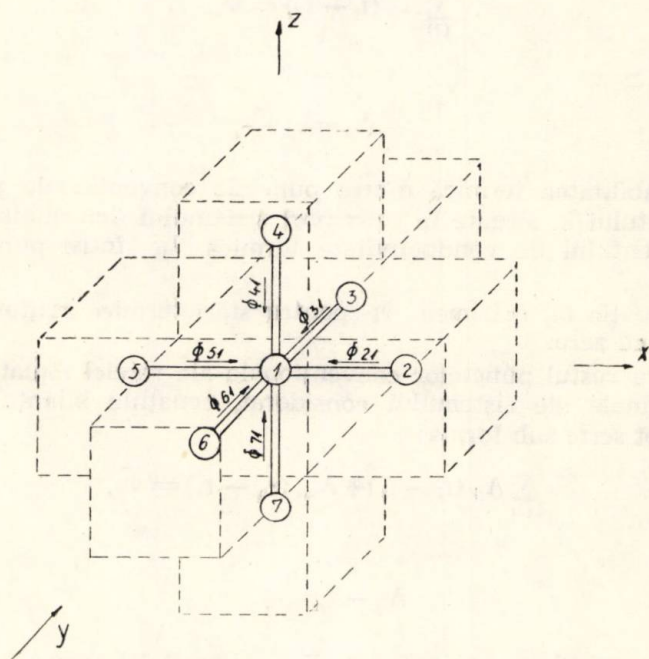


Fig. 2

în care s-a notat cu:

$$\left. \begin{aligned} \Lambda_{21} &= \lambda_{21} \frac{A}{\delta}, \\ \Lambda_{31} &= \lambda_{31} \frac{A}{\delta}, \\ &\dots \dots \dots \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

permeabilitatea termică a materialului dintre punctele convenționale vecine punctului 1 al rețelei, respectiv dintre elementele de volum adiacente elementului 1 avînd latura δ și aria $A = \delta^2$.

În cazul sistemelor mărginite de suprafețe curbe cînd o parte din punctele convenționale ale rețelei nu se mai pot înscrie riguros pe acestea, determinarea temperaturii pe frontiera respectivă a sistemului se poate face fie prin densificarea rețelei, subdivizînd pasul adoptat inițial pentru întregul sistem și amplificînd în acest fel numărul punctelor convenționale în jurul acestor sectoare, fie prin menținerea constantă a pasului rețelei în aceste sectoare ca și în întregul domeniu al sistemului, ținînd însă seama, la alcătuirea ecuațiilor de bilanț, de mărimea efectivă a lungimii tijelor conductoare ($l = \zeta \delta$) dintre punctele complementare de pe frontieră și a punctelor convenționale ale rețelei în legătură directă cu acestea și situate în interiorul sistemului, atunci cînd o parte din punctele convenționale ale rețelei depășesc limitele acestor suprafețe (figura 3).

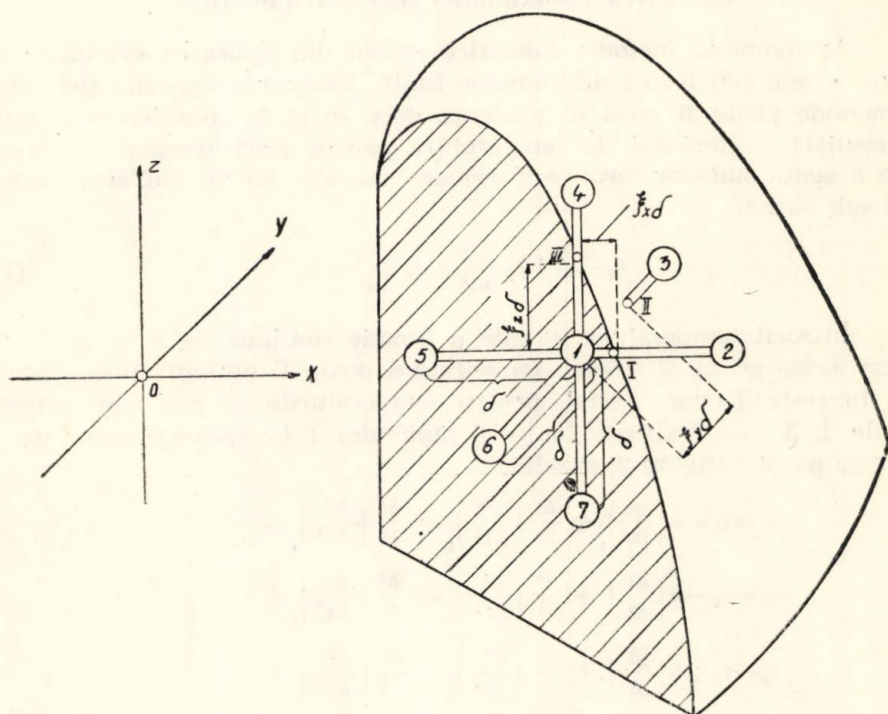


Fig. 3

Cu ajutorul ecuațiilor de bilanț (5) și (7) se poate alcătui astfel un sistem de k ecuații liniare pentru cele k temperaturi necunoscute corespunzătoare celor k puncte convenționale ale rețelei sistemului. Cu valorile temperaturilor obținute din rezolvarea sistemului (asupra meto-

delor de rezolvare nu se insistă aici) se poate configura distribuția cîmpului de temperatură în întregul sistem considerat și apoi determina mărimea fluxului termic (Φ) transmis în condiții staționare, utilizînd în acest scop relația:

$$\Phi = \sum \Lambda_{mk} (t_m - t_k) = \sum \Lambda_{m'k'} (t_k' - t_m'), \quad (10)$$

în care: t_m , t_k este temperatura mediului exterior, respectiv temperatura punctelor convenționale sau complementare de pe suprafețele exterioare ale sistemului a căror valori $t_k < t_m$; t_m' , t_k' — temperatura mediului exterior, respectiv temperatura acelor puncte convenționale sau complementare de pe suprafețele exterioare ale sistemului a căror valori $t_k' > t_m'$.

Evaluarea aproximației metodei numerice

Aproximația metodei numerice rezidă din aplicarea ecuațiilor de bilanț termic sub forma diferențelor finite. Evaluarea aproximației acestei metode poate fi pusă în evidență dacă se ia în considerare ecuația diferențială a cîmpului de temperatură pentru stări termice staționare și în absența surselor termice interioare, (ecuație de tip Laplace) cunoscută sub forma:

$$\lambda_x \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \lambda_y \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \lambda_z \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0, \quad (11)$$

Intrucît temperatura (t) este o funcție continuă de x , y , z , atunci pentru orice punct al rețelei, temperatura poate fi obținută prin dezvoltare în serie Taylor. Astfel, pentru temperaturile în punctele convenționale 2, 3, ..., 7 situate în jurul punctului 1 la distanțe constante și egale cu pasul δ (figura 2) rezultă:

$$\left. \begin{aligned} t_2 &= t_1 + \delta \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_1 + \frac{\delta^2}{2!} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \right)_1 + \frac{\delta^3}{3!} \left(\frac{\partial^3 t}{\partial x^3} \right)_1 + \dots \\ t_5 &= t_1 - \delta \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_1 + \frac{\delta^2}{2!} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \right)_1 - \frac{\delta^3}{3!} \left(\frac{\partial^3 t}{\partial x^3} \right)_1 + \dots \\ t_3 &= t_1 + \delta \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)_1 + \frac{\delta^2}{2!} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right)_1 + \frac{\delta^3}{3!} \left(\frac{\partial^3 t}{\partial y^3} \right)_1 + \dots \\ t_6 &= t_1 - \delta \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)_1 + \frac{\delta^2}{2!} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right)_1 - \frac{\delta^3}{3!} \left(\frac{\partial^3 t}{\partial y^3} \right)_1 + \dots \\ t_4 &= t_1 + \delta \left(\frac{\partial t}{\partial z} \right)_1 + \frac{\delta^2}{2!} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right)_1 + \frac{\delta^3}{3!} \left(\frac{\partial^3 t}{\partial z^3} \right)_1 + \dots \\ t_7 &= t_1 - \delta \left(\frac{\partial t}{\partial z} \right)_1 - \frac{\delta^2}{2!} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right)_1 - \frac{\delta^3}{3!} \left(\frac{\partial^3 t}{\partial z^3} \right)_1 + \dots \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Efectuind însumarea seriilor de mai sus, două câte două, se obține:

$$\left. \begin{aligned} t_2 + t_5 &= 2 t_1 + \delta^2 \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \right)_1 + R_x, \\ t_3 + t_6 &= 2 t_1 + \delta^2 \left(\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right)_1 + R_y, \\ t_4 + t_7 &= 2 t_1 + \delta^2 \left(\frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right)_1 + R_z, \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

unde cu R_x , R_y , R_z s-a notat restul seriilor după axele x , y , z care conțin termenii cu pasul la puterea a patra și la puteri mai mari.

Explicitind derivatele de ordinul doi și după substituirea lor în ecuația diferențială a cîmpului de temperatură (11), ecuația restului se obține sub forma:

$$\begin{aligned} \lambda_x (t_2 + t_5) + \lambda_y (t_3 + t_6) + \lambda_z (t_4 + t_7) - 2 t_1 (\lambda_x + \lambda_y + \lambda_z) = \\ = \lambda_x R_x + \lambda_y R_y + \lambda_z R_z = R_1, \end{aligned} \quad (14)$$

Din ecuațiile de bilanț termic (5) scrise pentru punctul convențional 1 al rețelei și avînd în vedere că:

$$\lambda_{21} = \lambda_{51} = \lambda_x,$$

$$\lambda_{31} = \lambda_{61} = \lambda_y,$$

$$\lambda_{41} = \lambda_{71} = \lambda_z,$$

se obține:

$$\lambda_x (t_2 + t_5) + \lambda_y (t_3 + t_6) + \lambda_z (t_4 + t_7) - 2 t_1 (\lambda_x + \lambda_y + \lambda_z) = \bar{\Phi}_1 = 0, \quad (15)$$

Comparînd ecuația restului (14) cu ecuația de bilanț (15) se observă că ele coincid pentru $R_1 = \bar{\Phi}_1$, adică eroarea în alcătuirea ecuațiilor de bilanț termic într-un punct arbitrar al rețelei cu pasul constant și egal cu δ , (situat în interiorul sistemului) este afectată de mărimea termenilor seriilor care conțin pe δ la puterea a patra și la puteri mai mari. De aici rezultă că, pentru ca ecuațiile de bilanț termic în punctele convenționale ale rețelei să fie afectate de o eroare minimă față de soluțiile exacte, este necesar ca $R_1 = \bar{\Phi}_1 = 0$, condiție satisfăcută numai cînd pasul rețelei este suficient de mic, astfel ca termenii seriilor care conțin pe δ la puterea a patra și la puteri mai mari să se poată neglija.

Micșorarea însă a pasului δ mărește considerabil numărul punctelor convenționale din sistem, respectiv numărul de ecuații care conduc în mod efectiv la complexitatea rezolvării numerice a lor. De aceea, alegerea celui mai indicat pas este compromisă în favoarea rezolvării numerice. Singurul criteriu în alegerea mărimii pasului rețelei pentru un sistem dat, îl constituie aprecierea erorilor obținute la determinarea temperaturilor în diferite puncte convenționale ale sistemului prin micșorarea succesivă a pasului rețelei. Cea mai bună rețea va fi aceea pentru care variația temperaturii în diferite puncte ale sistemului, determinată pentru două rețele succesive este practic neglijabilă.

Aprecierea aproximației metodei numerice în cazul determinării temperaturilor în punctele complementare de pe suprafețele curbe ale sistemului, rezultă de asemenea din dezvoltarea în serie Taylor a funcției t , în raport cu un punct convențional al rețelei situat în interiorul sistemului din imediata vecinătate a frontierei acestuia. Astfel pentru temperaturile în punctele convenționale 5, 6, 7 la distanța δ față de punctul 1, precum și în punctele complementare I, II și III la distanțele $\xi_x \delta$, $\xi_y \delta$ și $\xi_z \delta$ față de același punct (1) în care $0 < (\xi_x, \xi_y, \xi_z) < 1$, (fig. 3) se obține:

$$\left. \begin{aligned} t_I &= t_1 + \xi_x \delta \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_1 + \frac{\xi_x^2 \delta^2}{2!} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \right)_1 + \dots \\ t_5 &= t_1 - \delta \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_1 + \frac{\delta^2}{2!} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \right)_1 + \dots \\ t_{II} &= t_1 + \xi_y \delta \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)_1 + \frac{\xi_y^2 \delta^2}{2!} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right)_1 + \dots \\ t_6 &= t_1 - \delta \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)_1 + \frac{\delta^2}{2!} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right)_1 + \dots \\ t_{III} &= t_1 + \xi_z \delta \left(\frac{\partial t}{\partial z} \right)_1 + \frac{\xi_z^2 \delta^2}{2!} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right)_1 + \dots \\ t_7 &= t_1 - \delta \left(\frac{\partial t}{\partial z} \right)_1 + \frac{\delta^2}{2!} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right)_1 + \dots \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Eliminînd în mod succesiv din expresiile de mai sus, termenii:

$\left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_1$, $\left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)_1$ și $\left(\frac{\partial t}{\partial z} \right)_1$, se obține

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \right)_1 &= \frac{1}{\delta^2} \left(\frac{2}{1+\xi_x} t_5 + \frac{2}{\xi_x(1+\xi_x)} t_I \right) - \frac{2}{\xi_x} t_1 - R_x, \\ \left(\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right)_1 &= \frac{1}{\delta^2} \left(\frac{2}{1+\xi_y} t_6 + \frac{2}{\xi_y(1+\xi_y)} t_{II} \right) - \frac{2}{\xi_y} t_1 - R_y, \\ \left(\frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right)_1 &= \frac{1}{\delta^2} \left(\frac{2}{1+\xi_z} t_7 + \frac{2}{\xi_z(1+\xi_z)} t_{III} \right) - \frac{2}{\xi_z} t_1 - R_z, \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

unde R_x , R_y , R_z s-a notat restul seriilor după axele x , y și z care conțin pe δ la puterea a treia și la puteri mai mari.

După substituirea expresiilor de mai sus în ecuația diferențială a cîmpului de temperatură (11) rezultă:

$$\begin{aligned} &\lambda_x \left(\frac{2}{1+\xi_x} t_5 + \frac{2}{\xi_x(1+\xi_x)} t_I \right) + \lambda_y \left(\frac{2}{1+\xi_y} t_6 + \frac{2}{\xi_y(1+\xi_y)} t_{II} \right) + \\ &+ \lambda_z \left(\frac{2}{1+\xi_z} t_7 + \frac{2}{\xi_z(1+\xi_z)} t_{III} \right) - 2 \left(\frac{\lambda_x}{\xi_x} + \frac{\lambda_y}{\xi_y} + \frac{\lambda_z}{\xi_z} \right) t_1 = \\ &= \lambda_x R_x + \lambda_y R_y + \lambda_z R_z = R_1, \end{aligned} \quad (18)$$

Ecuția restului (18) are o exprimare mai generală decât ecuația (14) întrucât aceasta rezultă din expresia (18) drept caz particular pentru $\zeta_x = \zeta_y = \zeta_z = 1$, adică când punctele complementare I, II și III de pe frontieră coincid cu punctele convenționale 1, 2 și 3 ale rețelei (figura 3).

Prin folosirea, așadar, a punctelor complementare pe frontiera sistemului, respectiv prin introducerea coeficienților ζ pentru definirea acestor puncte, s-au neglijat însă termenii seriilor care conțin pe δ la puterea a treia și la puteri mai mari. Ca urmare, eroarea de determinare în acest mod a temperaturilor de pe frontiera sistemului este mai mare decât eroarea obținută pentru calculul temperaturii în cazul utilizării rețelei cubice integrate în sistemul cu suprafețele marginale-plane, la care s-au putut neglija termenii cu δ la puterea a patra și la puteri mai mari. Totuși, această metodă pentru majoritatea cazurilor practice poate fi acceptată ca satisfăcătoare.

Bibliografie

[1]. E. DIMITRIU-VILCEA: *Termotehnica în construcții*. București, Editura Academiei, 1970.

[2]. P. SCHNEIDER: *Ingenierie problemi teploprovodnosti*. Moskva, Izdatelstvo, Inostronnoi literatury, 1960.

RADIAȚIA TERMICĂ A SUPRAFEȚELOR NEOMOGENE

N. VEȘTEMEANU

În lucrare se tratează pe cale teoretică, problema radiației unei suprafețe neomogene, cu un câmp de temperaturi distribuit după o anumită lege și cu coeficienți de absorbție în planul suprafeței.

Utilizând similitudinea termică, a fost determinată o relație de calcul pentru energia termică absorbită de suprafața neomogenă.

Relația finală conține în afara diferenței temperaturilor de gradul IV, și factori fizici ce influențează procesul complex de transmitere a energiei termice în cazul studiat.

Cet ouvrage traite théoriquement le problème de la radiation d'une surface qui n'est pas homogène, ayant un champ de températures, distribué selon une certaine loi, et des coefficients

d'absorption dans le plan de la surface.

Au fait que les surfaces de foyer ne sont pas homogènes comme matériel, la transmission de la chaleur par rayonnement se fait au contraire vers les surfaces (écranée et métalliques) et les surfaces neecranées, parce que les températures et les facteurs d'absorption sont différents.

Tout en utilisant la similitude thermique, on a déterminé une relation de calcul pour l'énergie thermique absorbée par la surface qui n'était pas homogène.

La relation finale contient aussi, en dehors de la différence des températures du IV-e degré, des facteurs physiques qui influent sur le processus complexe de la transmission de l'énergie thermique, dans le cas y étudié.

La organizarea procesului de ardere, ecranarea focarelor, în scopul îmbunătățirii transiterii de căldură către suprafețele încălzitoare, avînd drept consecință creșterea producției de abur a cazanului, este un procedeu obișnuit.

La cazanele de abur cu radiație, suprafețele de încălzire sînt mai bine utilizate obținîndu-se o producție de abur de 30—100 kg/m²h în comparație cu 10—30 kg/m²h abur în cazul cazanelor neecranate.

Distribuirea ecranelor în focar depinde de tipul focarului, organizarea procesului de ardere precum și de natura combustibilului utilizat.

În focarele ce ard combustibili solizi pe grătare, ecranarea devine posibilă numai pentru pereții laterali, în timp ce în focarele

care utilizează combustibil lichid, gazos sau praful de cărbune, prevăzute cu injectoare, pot fi ecranate și suprafețele inferioare.

Prin faptul că suprafețele focarului ecranate nu sînt omogene ca material, transmiterea căldurii prin radiație se face diferit către porțiunea neecranată (formată din zidărie) și ecranele metalice, datorită temperaturilor diferite, a gradului de absorbție și a coeficienților unghiulari diferiți ai suprafețelor metalice și înzidite.

Toate relațiile clasice de calcul ale energiei termice sînt proporționale printre alți factori și cu suprafața care cedează sau absoarbe energie termică în ipoteza că materialul din care este construită suprafața respectivă este omogen, avînd aceleași proprietăți chimice și fizice, iar cîmpul de temperatură al suprafeței nu prezintă discontinuități fiind uniform distribuit. În cazul focarelor ecranate nu se mai pot aplica aceste relații decît modificate și adaptate procesului de transmitere a energiei termice în focar.

În lucrarea prezentată s-a rezolvat pe cale teoretică, expresia analitică a energiei termice transmisă către o suprafață ecranată parțial, obținîndu-se o relație nouă de calcul, simplificată în comparație cu cele existente în literatura de specialitate.

Așa cum s-a arătat mai sus, datorită diferenței mari dintre temperatura suprafețelor metalice și nemetalice, a coeficienților unghiulari φ și a gradului de negreală ε , energia termică transmisă în focarul ecranat se împarte în două părți:

a) Energia termică transmisă suprafețelor metalice, care pentru cazul general este de forma:

$$Q_r^p = \varepsilon_M C_0 \left[\left(\frac{T_m}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pr}}{100} \right)^4 \right] \varphi H,$$

unde: C_0 este puterea emisivă relativă a corpului absolut negru:

$$[J/m^2 (^{\circ}K)^4];$$

$$\varepsilon_M = \frac{\varepsilon_g \varphi_g + \varepsilon_s \varphi_s}{\varphi_g + \varphi_s} \text{ — coeficientul unghiular redus al ecranelor; } \varepsilon_g \text{ —}$$

gradul de negreală a curentului de gaze; φ_g — gradul de vizibilitate (coeficient unghiular) a ecranelor de către curentul de gaze; ε_s — gradul de negreală a suprafeței ce radiază; φ_s — gradul de vizibilitate (coeficientul unghiular) al ecranelor de către suprafața radiantă. În cazul radiației semisferic $\varphi_s = 1$; T_m — temperatura medie din spațiul considerat; T_{pr} — temperatura medie a ecranelor $^{\circ}K$; $\varphi = \frac{\varphi_g + \varphi_s}{\pi}$ — coeficientul unghiular redus al ecranelor.

b) Energia termică transmisă suprafețelor nemetalice și care se determină pentru cazul focarului ecranat conform schiței (figura 1), ipotezei lui Buge și legii lui Lambert.

Pentru alcătuirea bilanțului termic al zonei înzidite se consideră

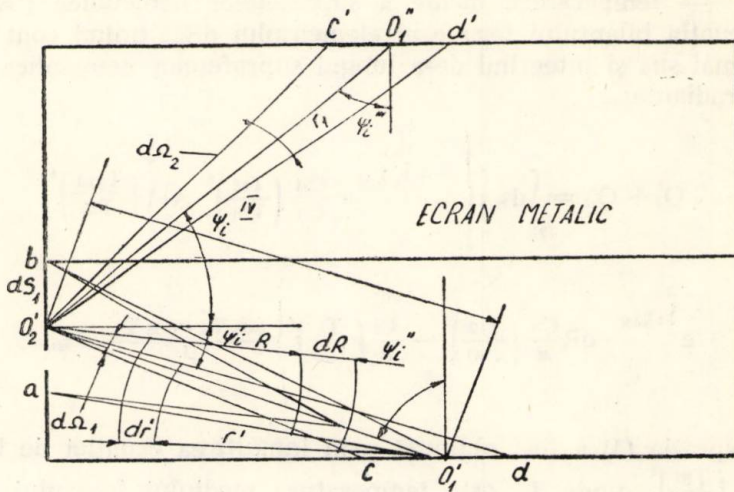


Fig. 1

energia termică absorbită și cedată de elementul dS_i .

Din energia radiată de suprafața radiantă în unghiul solid $d\Omega_1$ în direcția determinată de unghiul Ψ_i'' , o parte este absorbită de elementul dS_i iar restul este împrăștiată și absorbită în mediul focarului, astfel:

$$dQ_i^r = A_i e^{-\int_0^{r_0} k \lambda dr} \cdot \frac{C_{st}}{\pi} \left(\frac{T_{st}}{100} \right)^4 \frac{\cos \Psi_i' \cdot \cos \Psi_i''}{(r_0^i)^2} dS_{st} \cdot dS_i, \quad (1)$$

unde: A este coeficientul de absorbție a suprafeței nemetalice; K_1 — indicele de absorbție al mediului [m^{-1}]; C_{st} — puterea emisivă relativă a suprafeței radiante [$J/m^2 (^{\circ}K)^4$].

Energia absorbită de elementul de suprafață dS_i de la gazele de ardere cuprinse în unghiul solid $0_2' cd$, se determină luând un element de trunchi de con $dR.R. d\Omega$ la distanța R de punctul $0'$

$$dQ_i^i = A_i \int_0^{r_0^i} \frac{C_0}{\pi} \left(\frac{T_{gm}}{100} \right)^4 e^{-\int_0^R k \alpha dR} \frac{\cos \Psi_i' \cdot \cos \Psi_i''}{(r_0^i)^2} dR dS_i dS_{st} \quad (2)$$

Energia radiată de suprafața dS_i în unghiul solid $0' cd$ în direcția unghiului Ψ_i'' este:

$$dQ_i = \frac{C_i}{\pi} \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 \frac{\cos \Psi_i' \cos \Psi_i''}{(r_0^i)^2} dS_i dS_{st}, \quad (3)$$

unde: $C_i = E_i Co$ este puterea emisivă relativă a suprafeței nemetalice [$J/m^2 (^{\circ}K)^4$]; E_i — gradul de negreală a suprafețelor nemetalice; T_i — temperatura medie a suprafețelor nemetalice [$^{\circ}K$].

Ecuția bilanțului termic al elementului dS_i , ținând cont de relațiile de mai sus și integrând de-a lungul suprafețelor nemetalice și a suprafeței radiante:

$$Q_g^i + Q_{st}^i = \int_{H_i} dS_i \int_K \left[A_i e^{-\int_0^{r_o^i} \lambda dr} \cdot \frac{C_{st}}{Co} \left(\frac{T_{st}}{T_m} \right)^4 \cdot A_i \int_0^{r_o^i} \left(\frac{T_{gm}}{T_m} \right)^4 \right. \\ \left. - \int_0^R \lambda dr \cdot dR \frac{Co}{\pi} \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 - \frac{C_i}{\pi} \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 \right] \frac{\cos \Psi_i' \cdot \cos \Psi_i''}{r_o^i} dS_{st}, \quad (4)$$

Expresia (4) a fost obținută prin înmulțirea ecuației de bilanț cu raportul $\left(\frac{T_m}{T_m} \right)^4$ unde T_m este temperatura mediului focarului determinată după o anumită lege.

Dacă se notează cu ε_1 mărimea fără dimensiuni din paranteza mare și aplicînd teorema valorilor medii, considerînd C_i și T_i constante obținem:

$$Q_g^i + Q_{st}^i = \left[\varepsilon_{m1} \frac{Co}{\pi} \varphi_1^i \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 - \varphi_1^i \frac{C_i}{\pi} \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 \right] H_i, \quad (5)$$

unde:

$$\varphi_1^i = \int \frac{\cos \Psi_i' \cos \Psi_i''}{(r_o^i)^2} dS_{st},$$

O expresie similară se poate scrie și pentru energia radiată de gazele cuprinse în unghiul solid $d\Omega_2 (0_2' c' d')$:

$$Q_{g1}^i = \left[\varepsilon_{m2} \varphi_2^i \frac{Co}{\pi} \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 - \varphi_2^i \frac{C_i}{\pi} \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 \right] H_i \quad (6)$$

Expresia bilanțului general a suprafeței nemetalice este:

$$Q^i = Q_g^i + Q_{gi}^i + Q_{st}^i, \quad (7)$$

Întreaga cantitate de căldură cedată într-un focar ecranat este suma energiei termice cedată ecranelor metalice Q_r^p și suprafețelor nemetalice Q_r^i :

$$Q_r^p + Q_r^i = Q_r$$

$$Q_r = \varepsilon_{M_1} C_0 \left[\left(\frac{T_m}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 \right] \varphi_i H_i + \varepsilon_{M_1} C_0 \left[\left(\frac{T_m}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pr}}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi \cdot \frac{H_i}{\xi}$$

$$Q_r = \left[C_0 \left(\varepsilon_M \frac{\varphi}{\xi} + \varepsilon_{M_1} \varphi_i \right) \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 - C_0 \left(\varepsilon_M \frac{\varphi}{\xi} + \varepsilon_{M_1} \varphi_i C \right) \left(\frac{T_{pr}}{100} \right)^4 \right] H_i \quad (8)$$

$$Q_r = C_0 \varepsilon_M \varphi H_i \left[\left(\frac{1}{\xi} + \frac{\varepsilon_{M_1} \varphi_i}{\varepsilon_M \varphi} \right) \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 - \left(\frac{1}{\xi} + \frac{\varepsilon_{M_1} \varphi_i}{\varepsilon_M \varphi} C \right) \left(\frac{T_{pr}}{100} \right)^4 \right],$$

și în final:

$$Q_r = C_0 \varepsilon_M \left[\left(\frac{1}{\xi} + a \right) \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 - \left(\frac{1}{\xi} + b \right) \left(\frac{T_{pr}}{100} \right)^4 \right] \varphi H_i,$$

$$\varphi_i = \frac{\varphi_1^i + \varphi_2^i}{\pi} - \text{gradul de vizibilitate (coeficientul unghiular) redus al suprafeței metalice;}$$

$$\varepsilon'_M = \frac{\varepsilon_{m1} \varphi_1^i + \varepsilon_{m2} \varphi_2^i}{\pi \varphi_i} - \text{gradul de negreală redus al suprafeței nemetalice;}$$

$$\varepsilon_{M_1} = \frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_M'} - \text{valoarea ce diferă puțin de unitate;}$$

$$\xi = \frac{H_i}{H_r} - \text{gradul de ecranare al focarului egal cu raportul;}$$

dintre suprafața nemetalică și suprafața totală a focarului;

$$C = \left(\frac{T_i}{T_{pr}} \right)^4 - \text{raportul dintre temperatura ecranelor și temperatura suprafețelor nemetalice.}$$

Dacă se notează cu $a = \frac{\varepsilon_{M_1} \varphi_i}{\varepsilon_M \varphi}$ și cu $b = \frac{\varepsilon_{M_1} \varphi_i}{\varepsilon_M \varphi}$ C se obține energia finală a energiei termice cedată prin radiație într-un focar ecranat:

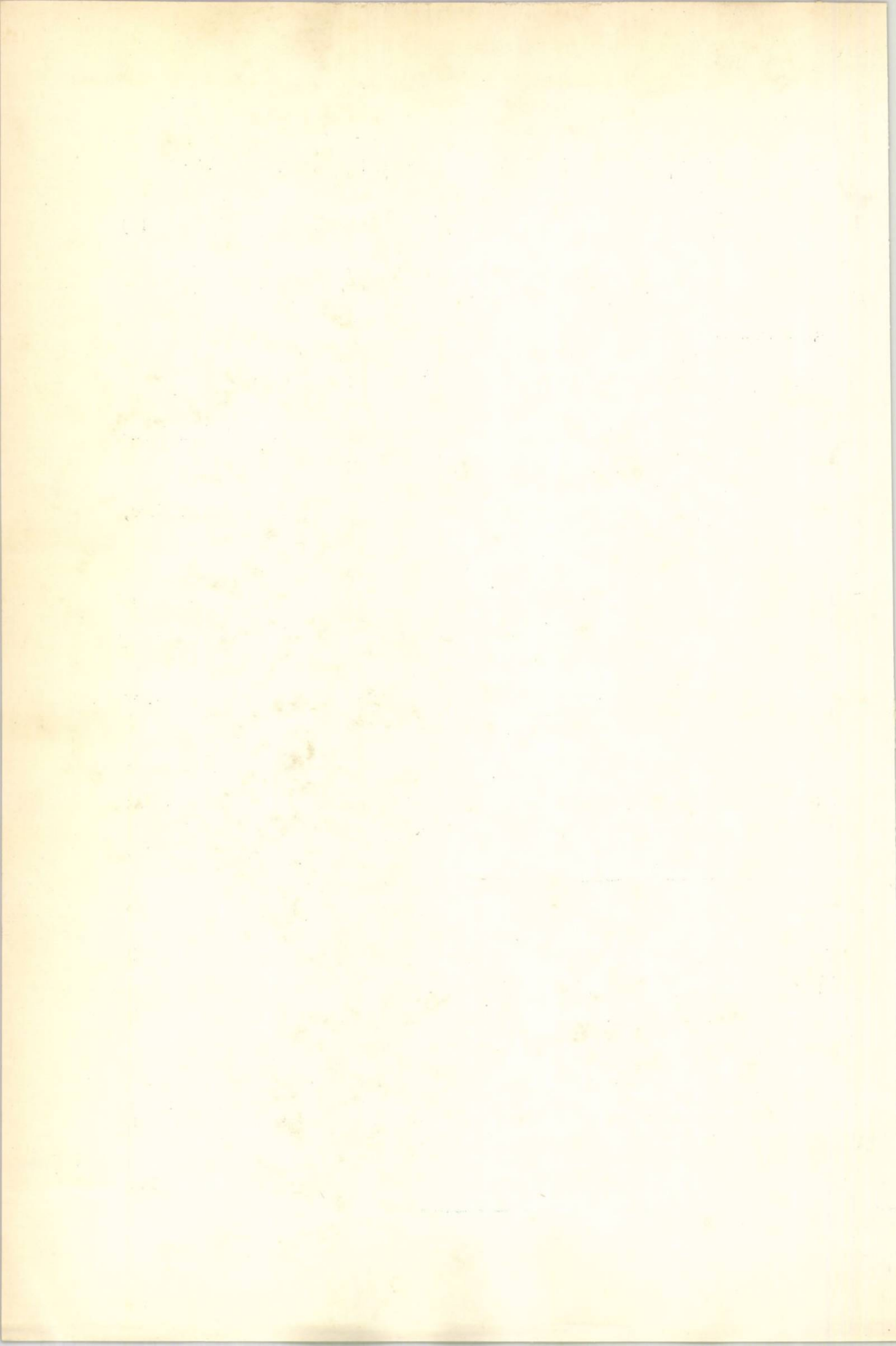
$$Q = C_0 \varepsilon_M \left[\left(1 + \xi a \right) \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 - \left(1 + \xi b \right) \left(\frac{T_{pr}}{100} \right)^4 \right] \varphi H_i, \quad (9)$$

Ecuția obținută este simplă ca expresie, totuși coeficienții a și b precum și mărimile ε_M și φ trebuie determinate pentru fiecare focar analizat.

Determinarea coeficientului φ și φ_i se face după metoda opticii geometrice care este simplă și aplicabilă indiferent de forma constructivă a focarului.

Bibliografie

- [1]. VESTEMEANU NICOLAE: *Contribuții la studiul teoretic al focarelor dezecranizate pe axa legilor fizice a transmiterii de căldură*. Teză doctorat, Timișoara, 1963.
- [2]. W. A. MC. ADAMS: *Transmission de la chaleur*. Dunod, Paris, 1961.



DETERMINAREA GRADULUI DE NEUNIFORMITATE AL UMLERII CILINDRILOR LA MOTOARELE POLICILINDRICE

V. HOFFMANN, N. ȘERBĂNOIU

În cadrul lucrării se prezintă construcția unor anemometre cu ecran, capabile să înregistreze corect deplasările de gaze din colectoarele de admisie ale motoarelor cu ardere internă și pe baza lor determinarea cantității gazului aspirat în fiecare cilindru al motorului.

Aparatura prezentată permite obținerea unor informații prețioase cu privire la comportarea sistemului de admisie adoptat pentru un motor dat.

Der komplizierte Bau des Ladungssystems kann bei Mehrzylindermotoren zu einer ungleichmässigen Füllung der Zylinder infolge der instationären Gasströmung oder des ungleichmässigen aerodynamischen Widerstands auf der Ladungstrasse führen. Die Wahl der Architektur des Ladungssystems muss von einer experimentellen Untersuchung des Füllungsgrades der verschiedenen Zylinder begleitet werden.

In der Arbeit wird die Konstruktion eines mit einem Schirm versehenen Anemometers, welcher die Gasbewegung im Ladungssystem der Kolbenmotoren reell aufzeichnet, beschrieben. Mit Hilfe dieser Aufzeichnungen kann die Gasmenge, die im Zylinder aufgesaugt wird, bestimmt werden.

Die experimentellen Untersuchungen, die auf einem mit einem Vergaser mit zwei Luftdüsen versehenen Vierzylindermotor durchgeführt werden, haben bei verschiedenen Drehzahlen die Einstellung einer ungleichmässigen Füllung der Zylinder gezeigt.

Die experimentellen Daten zeigen die Notwendigkeit die Wahl der Konstruktion des Ladungssystems gründlich zu untersuchen. Die Apparatur, die in der Arbeit beschrieben wird, bietet wertvolle Informationen für das Verhalten des gewählten Ladungssystems.

Configurația complexă a sistemului de admisie, în cazul motoarelor policilindrice, poate duce la o umplere neuniformă a cilindrilor datorită regimului nestăionar al curgerii sau a rezistențelor aerodinamice inegale ale traseelor de admisie. Asigurarea unei umpleri uniforme are o importanță deosebită pentru buna funcționare a motoarelor cu ardere internă, de ea depinzând puterea motorului și desfășurarea în condiții optime a procesului de ardere.

Gradul de neuniformitate al umplerii cilindrilor poate fi exprimat ca fiind:

$$\varphi_i = \frac{nG_i}{G} \cdot 100, \quad (1)$$

unde: G_i este masa aerului aspirat în cilindrul respectiv; n — numărul cilindrilor; G — masa aerului aspirat în toți cilindrii motorului.

Determinarea pe cale experimentală a gradului de neuniformitate ale umplerii, necesită deci, măsurarea atât a debitului total aspirat de motor, cât și a cantității de aer aspirat în fiecare cilindru în parte. Măsurarea debitului total, dar mai ales măsurarea cantității aspirate în fiecare cilindru în parte ridică probleme complexe datorită caracterului nestaționar al regimului de curgere a gazelor în sistemul de admisie al mașinilor cu piston. Aparatele utilizate în prezent pentru determinarea debitului total necesită transformarea regimului nestaționar de curgere într-un regim staționar, transformare realizată prin intercalarea între motor și aparatul de măsură a unor rezervoare tampon. Această metodă, aplicabilă cu anumite rezerve pentru măsurarea debitului total (prezența rezervorului tampon și a conductelor de legătură modifică configurația reală a sistemului de admisie) nu poate servi la determinarea masei de gaz aspirate într-un anumit cilindru.

Regimul nestaționar al curgerii gazelor în canalele de admisie ale mașinilor cu piston se caracterizează atât prin variația vitezei de curgere cât și prin însăși inversarea intermitentă a sensului de deplasare a masei de gaz [1], în numeroase cazuri.

În cadrul laboratorului de „Termotehnică și mecanica fluidelor” s-a construit pentru măsurarea debitelor pulsatorii un anemometru dotat cu ecran, astfel încât a devenit posibilă determinarea atât a cantității de gaz care se scurge spre cilindru, cât și cea care se scurge în sens opus (prin rotirea sondei cu 180°).

Diferența între cantitatea gazului deplasată spre cilindru (în timpul cursei de admisie) și cea care se scurge înapoi (după închiderea supapei de admisie) permite determinarea masei de gaz aspirată în cilindrul respectiv al motorului.

Forma ecranului trebuie astfel determinată încât pentru o anumită poziție a sondei să înregistreze cât mai fidel curgerea într-unul din

sensuri fără să fie influențată în același timp de curgerea efectuată în sens opus. Pentru stabilirea formei optime a ecranului s-au construit și experimentat mai multe variante din care trei sînt reprezentate în figura 1, (I — sonda cu ecran înclinat la 60° , II — cu ecran cot și III — sonda cu ecran conic).

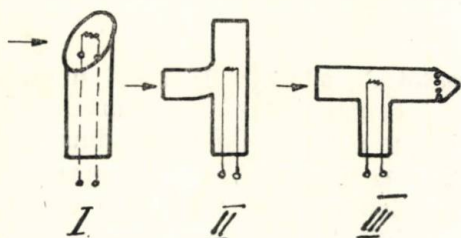


Fig. 1

Încercarea și etalonarea sondelor s-a efectuat într-un jet de aer, în figura 2 fiind reprezentată viteza înregistrată de sonde la diferite unghiuri de rotire.

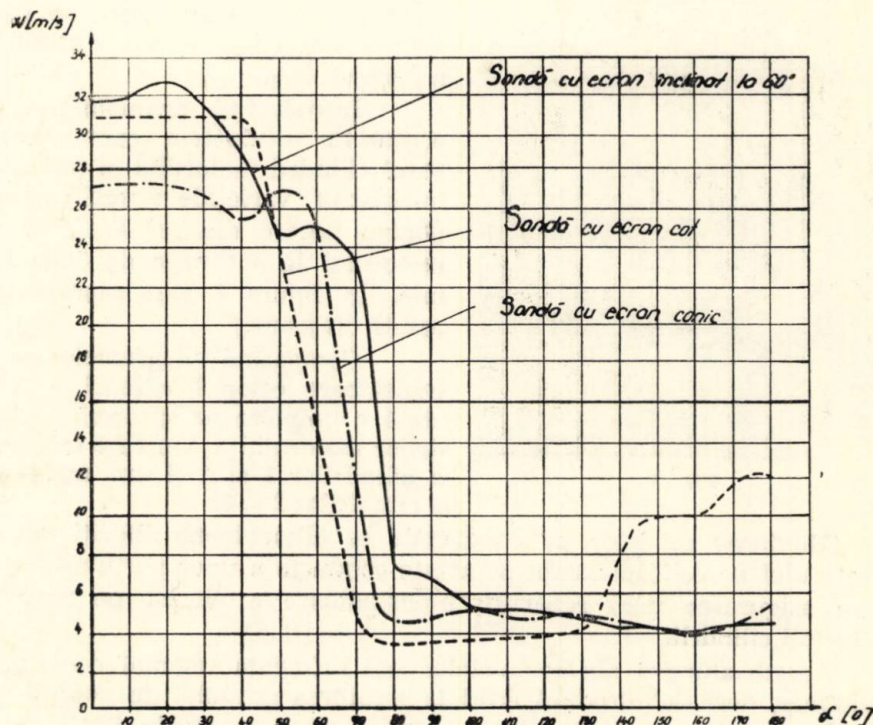


Fig. 2

O sondă ideală ar trebui să înregistreze o viteză maximă pentru unghiul de rotire $\alpha = 0^\circ$ și o viteză nulă după o rotire cu un unghi de 180° .

După cum rezultă din figură sonda cu numărul I (avînd un ecran rezultat din tăierea unui cilindru sub un unghi de 60°) are o comportare avantajoasă, ea asigurînd o reducere a vitezei de curgere în urma unei rotiri de 180° de la $w = 32$ m/s la numai $w = 4,2$ m/s.

În figura 3 este redată fotografia sondei împreună cu cadranul gradat folosit pentru determinarea poziției sondei în cazul introducerii ei în colectorul de admisie.

În figura 4 este prezentată variația vitezei, măsurată cu ajutorul anemometrului și înregistrată cu ajutorul oscilografului, pe o conductă de admisie a unui motor monocilindric.

Planimetrarea suprafețelor din diagrama viteză-timp, care corespund curgerii spre motor și cea care corespunde curgerii dinspre motor

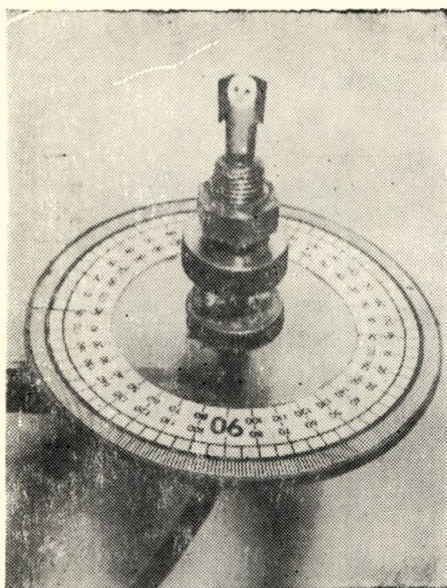


Fig. 3

a permis determinarea vitezei medii a aerului aspirat în cilindru.

Eroarea la măsurarea vitezei medii, comparată cu viteza determinată prin metode obișnuite (prin intercalarea unui rezervor tampon), a fost sub 2⁰/₀.

Introducând anemometrul cu ecran în conductele care alimentează cilindrii motorului M-207, s-au înregistrat variațiile vitezei aerului pentru fiecare din cei 4 cilindri ai motorului la o turație de 3000 rot/min. În figura 5 sînt reprezentate aceste diagrame:

Comparînd diagramele corespunzătoare celor 4 cilindri se constată o umplere neuniformă a cilindrilor motorului; o umplere mai bună a cilindrilor 1 și 4 și una mai slabă a cilindrilor 2 și 3.

Montarea sondelor pe conductele ce alimentează diferiți cilindri ai motorului necesită prezența pe aceste conducte a unor porțiuni drepte, pentru asigurarea unei repartiții asemănătoare a vitezei pe secțiune, pentru toți cilindrii.

Aceste alungiri ale conductelor pot influența regimul de curgere nestaționar, deci să introducă erori la stabilirea gradului de neuniformitate al umplerii. La motoarele cu carburator, pe aceste porțiuni ale conductelor de admisie circulă un amestec de aer și benzină, care îngreunează, de asemenea, determinarea corectă a vitezei de curgere.

Pentru evitarea acestor neajunsuri s-au făcut înregistrări ale vitezelor de curgere pe traseul de admisie într-un punct așezat înaintea carburatorului, deci într-o zonă în care sonda nu era influențată de prezența vaporilor de benzină și unde se înregistrează pulsațiile de viteză datorită funcționării tuturor cilindrilor.

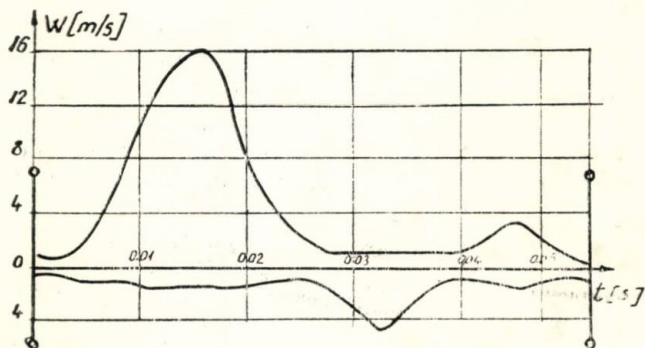


Fig. 4

Pe figura 6 este reprezentată diagrama viteză-timp înregistrată pe traseul de admisie al motorului M-207 într-un punct așezat înaintea corburatorului.

Pe diagramă se pot distinge net cele patru amplitudini maxime corespunzătoare admisiilor în cei patru cilindri. Viteza de curgere în

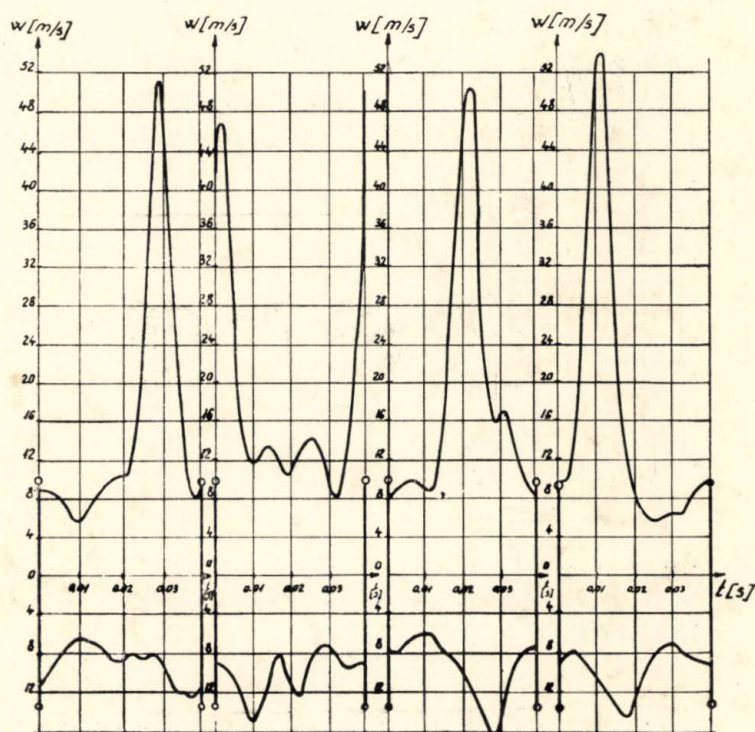


Fig. 5

acest caz a fost întotdeauna pozitivă (spre motor), deoarece fiind 4 cilindri și ținând seama de avansurile și respectiv întârzierile cu care se deschid și se închid supapele de admisie, se asigură în colectorul comun o curgere a aerului într-o singură direcție (spre motor) pe tot parcursul funcționării. Amplitudinile mai mari corespunzătoare cilindrilor 4 și 1 confirmă și în acest caz umplerea mai favorabilă a acestor cilindri în comparație cu cilindrii 3 și 2.

Neuniformitatea umplerii cilindrilor motorului M-207 se poate explica prin arhitectura sistemului de admisie al acestui motor care dispune de un carburator cu două difuzoare, fiecare alimentând câte doi cilindri (figura 7).

Faptul că pentru un difuzor în unele cazuri admisiile se succed în mod consecutiv iar în alte cazuri prin intermitență, dă un efect de influențare reciprocă a proceselor de umplere pentru diferiți cilindri. Astfel cilindrii 1 și 3 fiind racordați la același difuzor, admisia în cilindrul 1 este precedată de admisia în cilindrul 3, ceea ce la unele turații influențează favorabil umplerea cilindrului 1. În aceeași situație se

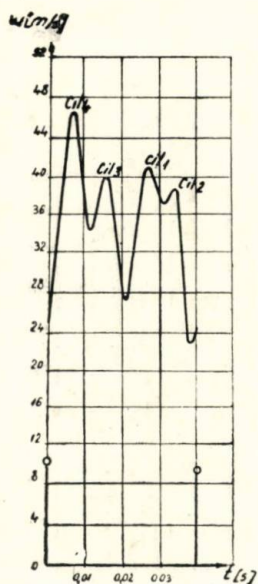


Fig. 6

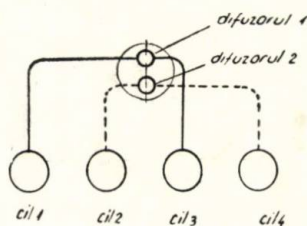


Fig. 7

găsesc cilindrii 2 și 4 racordați la al doilea difuzor, unde umplerea cilindrului 4 este precedată de umplerea cilindrului 2 și influențată ca atare în mod favorabil.

*
*
*

Rezultatele măsurărilor efectuate arată necesitatea studierii consecințelor pe care le poate avea arhitectura sistemului de admisie în cazul motoarelor policilindrice asupra neuniformității gradului de umplere al cilindrilor. Aparatura prezentată în lucrare permite obținerea unor informații prețioase cu privire la comportarea sistemului de admisie adoptat pentru un motor dat.

Bibliografie

- [1]. HOFFMANN V., VEȘTEMEANU N., EPUREANU M., IONESCU A.: *Influența caracterului nestăționar al curgerii gazelor asupra neuniformității schimbului de încărcătură al motoarelor cu piston*. Bulletinul Institutului politehnic din Brașov, seria A, vol. XI, 1969, p. 161—166.
- [2]. NEUERBURG W.: *Richtungsempfindliche Hitzdraht-Sonde*. Revista M.T.Z., nr. 2, 1962, p. 38—39.

ANALIZA UNEI LEGI DE ARDERE SUPRAPUSĂ LA MOTORUL CU APRINDERE PRIN SCÎNTEIE

A. IONESCU

În lucrare se prezintă, plecînd de la legea de ardere Vibe și considerațiile făcute în [2] asupra arderii în motoare cu aprindere prin scînteie, referitoare la grosimea zonei de ardere la flacăra turbulentă, o metodă pentru calculul fracțiunii de combustibil ce contribuie efectiv la eliberarea căldurii de reacție.

Vom Vibe-Brenngesetz ausgehend sowie von den Betrachtungen, die in [2] über den Verbrennungsprozess in Kolbenmotoren bezüglich der Diche der Verbrennungszone bei turbulenter Flamme angestellt werden, wird in der Arbeit eine Methode für die Be-

rechnung der Momentanbruchteile des Brennstoffes, die effektiv zur Befreiung der Reaktionswärme führen, dargeboten.

Beim neuen Brenngesetz ist die Sensibilität der Wirkung auf den Stand der Reaktionsgeschwindigkeiten übertragen.

Dieser Einfluss ist auf den Parametern des Zyklus wenig spürbar, hat aber einen grossen Einfluss auf das differenzielle Gleichgewicht das die Übertragungswärme bestimmt.

Mit Hilfe des neuen Brenngesetzes kann zugleich die Nachverbrennung, die in Verbrennungsmotoren auftritt, bestimmt werden.

Calculul procesului de ardere într-un motor cu combustie internă, urmărește mai multe obiecte printre care:

- ridicarea legii de variație a presiunii și temperaturii agentului de lucru din cilindrul motorului;
- determinarea legii de ardere;
- calculul schimbului de căldură etc.

Aceste obiective pot fi atinse soluționînd ecuația de bilanț energetic, care în acest caz se poate scrie sub forma:

$$dU = dQ_h - dQ_s - pdV. \quad (1)$$

În acest scop este necesar în primul rînd să se cunoască legea de degajare a căldurii de reacție Q_h , în funcție de timp.

În ecuația (1) s-a notat cu: dU — variația energiei interne; dQ_s — schimbul de căldură; pdV — lucrul mecanic efectuat.

Pentru a stabili expresiile legilor și vitezelor de ardere este necesar să se găsească o exprimare analitică a laturii cinetice a fenomenului, ori în stadiul actual al cunoștințelor este posibil a se evalua numai global viteza transformărilor chimice.

Una din cele mai reușite încercări de a stabili o lege de ardere a combustibilului în motor este aceea a lui I. I. Vibe [1], care pleacă de la concepțiile generale ale teoriei reacțiilor înălțuite, nu ține însă seama de particularitatea principală a arderii în motorul cu aprindere prin scinteie, anume prezența zonei largi de ardere din flacăra turbulentă.

Legea de ardere propusă de Vibe este de forma:

$$x = 1 - e^{-6,908\zeta^m + 1}, \quad (2)$$

în care: x este fracțiunea de combustibil arsă pînă la un moment;
 ζ — unghi relativ (timp relativ);

$$\zeta = \frac{\varphi}{\varphi_z} = \frac{\tau}{\tau_z},$$

φ_z — durata totală a procesului de ardere [rad]; m — exponent cinetic al procesului de ardere; e — baza logaritmilor naturali.

Avînd la bază un model fizic mai apropiat de realitate, și plecînd de la ipotezele lui Vibe, Aramă [2] introduce diferențierea celor două legi de ardere, în front și de eliberare a căldurii, diferențiere bazată tocmai pe existența zonei largi de ardere din flacăra turbulentă. Pe baza acestor considerații, s-au obținut în [2] următoarele ecuații, ce permit calculul:

— fracțiunii de combustibil arsă în frontul de flacăra:

$$x_F = 1 - e^{-6,908\zeta^m + 1}, \quad (3)$$

fracțiunii de combustibil ce a ars efectiv și eliberează căldura Q_h

$$x_E = 1 - e^{-D\zeta^m + 1}, \quad (4)$$

— și a fracțiunii de combustibil ce arde întîrziat:

$$x_i = x_F - x_E,$$

sau

$$x_i = e^{-D\zeta^m + 1} - e^{-6,908\zeta^m + 1}. \quad (5)$$

Constanta cinetica D din ecuația (4), care precizează cantitatea de combustibil x_E intrată efectiv în reacție pînă la sfîrșitul propagării frontului de flacăra, este întotdeauna $D < 6,908$.

În ecuația (2) stabilită de Vibe $D = 6,908$, ceea ce înseamnă că adîncimea zonei de ardere este neglijabilă. În acest caz cele două legi de ardere coincid, deci $x_i = 0$.

În lucrarea de față, avînd la bază aceeași particularitate importantă a zonei largi de ardere din flacăra turbulentă, se propune o lege

de ardere combinată, ceea ce introduce o exprimare diferită a legii de ardere efective față de cea propusă în [2], care permite însă a controla mai bine calitățile exergetice ale căldurii introduse.

Dacă se notează cu x_A — fracțiunea de combustibil care arde, aceasta este formată din x_F — fracțiunea de combustibil ce arde în frontul de flacără, la care se adaugă x_P — fracțiunea de combustibil ce arde în adâncimea zonei de ardere (fracțiunea de combustibil ce arde în post-ardere după terminarea propagării frontului de flacără). Astfel:

$$x_A = x_F + x_P. \quad (6)$$

În cazul unei arderi complete:

$$x_{A_{\max}} = 1,$$

deci:

$$x_{F_{\max}} + x_{P_{\max}} = 1. \quad (7)$$

Fracțiunea de combustibil ce arde pînă la sfîrșitul propagării frontului de flacără $x_{F_{\max}}$, în concordanță cu considerațiile făcute în [2], variază între $0,7 \div 0,85$. Ca urmare se poate calcula x_F cu o relație de forma:

$$x_F = x_{F_{\max}} \left[1 - e^{-6,908 \zeta_F^{m+1}} \right]. \quad (8)$$

Fracțiunea de combustibil care va arde în postardere după terminarea propagării frontului, rezultă din (7):

$$x_{P_{\max}} = 1 - x_{F_{\max}},$$

$$x_{P_{\max}} = 0,15 \div 0,3.$$

iar x_P se poate exprima analog cu relația (8) sub forma:

$$x_P = x_{P_{\max}} \left[1 - e^{-6,908 \zeta_P^{m+1}} \right]. \quad (9)$$

Suprapunînd aceste două legi de ardere exponențiale (figura 1) cu perioade de ardere diferite, se obține legea de ardere a fracțiunii de combustibil x_A ce arde efectiv și contribuie la eliberarea căldurii de reacție Q_h .

Din căldura eliberată astfel, o parte este absorbită de fracțiunea x_D de combustibil, ce disociază la temperaturile înalte obținute în timpul procesului de ardere. Conform indicațiilor din literatură, căldura absorbită prin disocierea CO_2 și a vaporilor de apă, reprezintă aproximativ 5% din căldura de reacție [3]. Fracțiunea de combustibil ce disociază x_D , s-a exprimat, de asemenea, cu o lege exponențială, cu perioada de disociere astfel aleasă încît viteza maximă de disociere să se obțină la

sfirșitul perioadei de propagare a frontului de flacără ce corespunde cu valorile maxime pentru presiunea gazului. Aceste valori sînt puțin decalate față de maximum de temperatură ce este atins după $5 \div 10$ [grd. hex.] după maximum de presiune. Astfel:

$$x_D = x_{D_{\max}} \left[1 - e^{-6,90 \xi_D^{m+1}} \right], \quad (10)$$

$$x_{D_{\max}} = x_D Q_{hD} / Q_h \sim 0,05.$$

unde:

Q_{kD} — căldura absorbită prin disociere de un kg comb.

Rezultă deci, valoarea fracțiunii ce contribuie efectiv la eliberarea căldurii de reacție sub forma:

$$x_E = x_A - x_D, \quad (11)$$

iar căldura degajată este:

$$Q_{E1-2} = \Delta x_E \cdot Q_h. \quad (12)$$

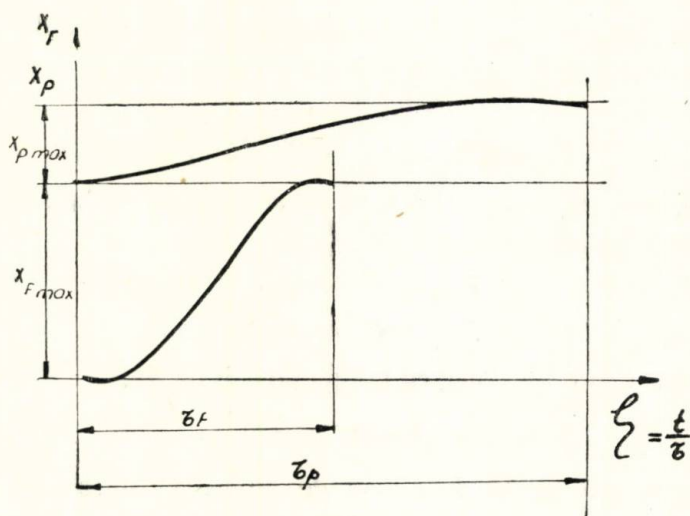


Fig. 1

În continuare s-a reprezentat variația acestor legi de ardere pentru următoarele cazuri (figura 2):

$$m=3, x_{F_{\max}}=0,7, x_{P_{\max}}=0,3, x_{D_{\max}}=0,05.$$

$$\frac{\xi_F}{\xi_P} = 2, \quad \frac{\xi_F}{\xi_D} = 2.$$

S-au reprezentat, de asemenea în figura 3, vitezele de ardere în front w_F , viteza de postardere w_P , viteză de disociere w_D și viteza de eliberare efectivă a căldurii.

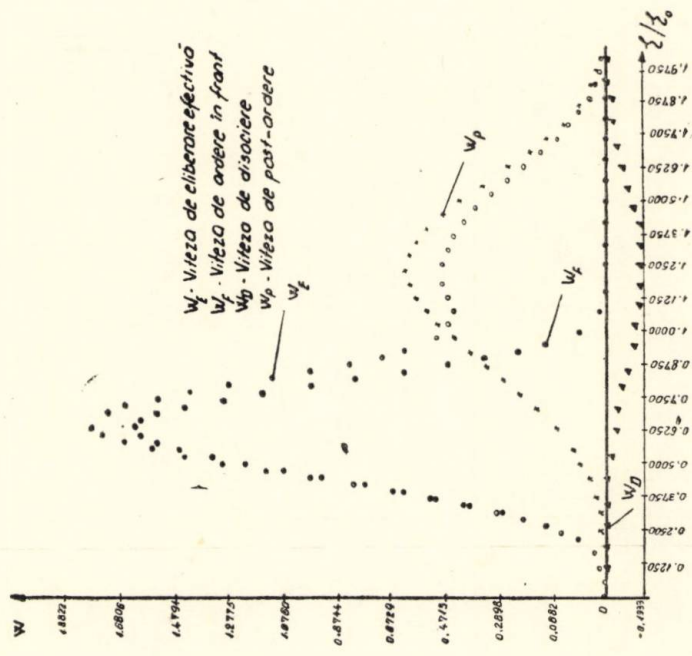


Fig. 2

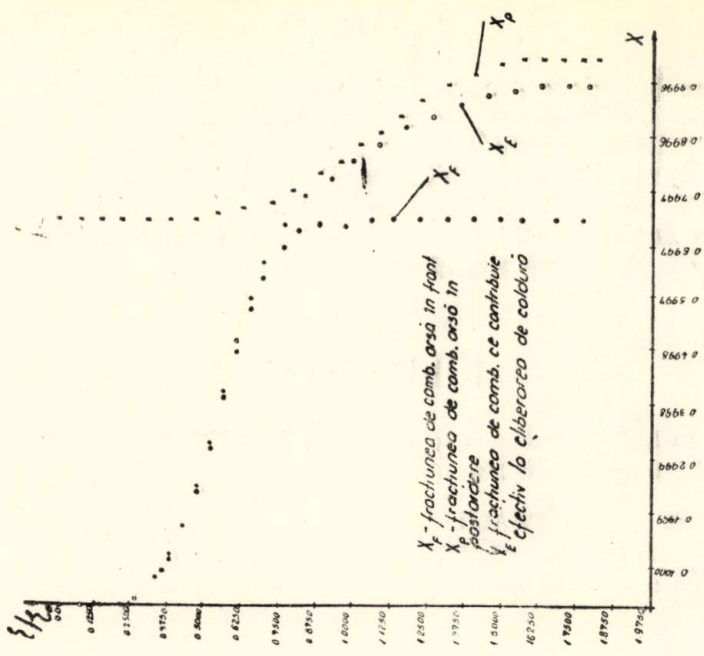


Fig. 3

Concluzii

Legea de ardere propusă introduce un model nou de reacție, în care efectele sensibile sînt transferate la nivelul vitezelor de reacție, nivel ce este impus de studiul căldurilor în procesul motor. Această influență nu se manifestă sensibil asupra parametrilor ciclului (dependenți de fracțiunea de combustibil), ci se manifestă asupra echilibrului diferențial care definește căldurile de transfer. Cu ajutorul legii de ardere propuse, este, de asemenea, posibil a se aprecia căldura eliberată în postardere.

Bibliografie

- [1]. VIBE, I. I.: *Noboe o rabocem țicle dvigatelei*. Moscova, Mașghiz, 1962.
- [2]. ARAMA, C. și GRÜNWALD, B.: *Motoare cu ardere internă*. București, Editura tehnică, 1966.
- [3]. GRÜNWALD, B., APOSTOLESCU, N. și TARAȚA, D.: *Posibilități de evaluare a caracteristicii de degajare a căldurii de reacție după diagrama indicată la motoarele cu ardere internă*. Conferința de motoare București, 1970.

BULETINUL UNIVERSITĂȚII DIN BRAȘOV
Seria A — Mecanică aplicată — Construcții de mașini
Vol. XIV — 1972

Electrotehnică și electronică

★

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRAȘOV
Series A — Applied Mechanics — Machine Building
Vol. XIV — 1972

Electrical engineering and electronics

★

BULLETIN DE L'UNIVERSITÉ DE BRAȘOV
Serie A — Mécanique appliquée — Construction de machines
Vol. XIV — 1972

Electrotechnique et électronique

★

MITTEILUNGEN DER UNIVERSITÄT ZU BRAȘOV
Serie A — Angewandte Mechanik — Maschinenbau
Band XIV — 1972

Elektrotechnik und Elektronik

★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
Серия А — Прикладная механика — Машиностроение
Том XIV — 1972

Электротехника и электроника

★

EQUATIONS OF THE ELECTROMAGNETIC FIELD IN THE MAGNETOHYDRODYNAMIC DIRECT CURRENT CONVERTER WITH LINEAR CHANNEL AND A PAIR OF ELECTRODES

A. NICOLAIDE

Se stabilesc ecuațiile cu diferențe ale câmpului electromagnetic într-un convertor magnetohidrodinamic de curent continuu cu canal liniar și o pereche de electrozi. Aceste ecuații au fost stabilite plecând de la legile generale ale magnetohidrodinamicii. Spre deosebire de cazul metodelor analitice, cunoscute, metoda ecuațiilor cu diferențe permite să se țină seama de un număr mai mare de factori.

În comparație cu studiile anterioare, s-a luat în considerare efectul sistemului de compensare a câmpului magnetic de reacție.

On établit les équations à différences du champ électromagnétique dans un convertisseur magnétohydrodynamique à courant continu, avec canal linéaire, et une paire d'électrodes. Ces équations ont été établies en partant des lois générales de la magnétohydrodynamique. À la différence des méthodes analytiques connues, la méthode des équations à différences permet de prendre en considération un nombre plus grand de facteurs.

En comparaison avec les études antérieures, on a pris en considération l'effet du système de compensation du champ magnétique de réaction.

List of Principal Symbols

- B — magnetic induction;
- H — magnetic field intensity;
- H_{z0} — no load magnetic field intensity, namely when $I=0$; and $v=0$;
- J — current density;
- x, y, z — coordinates of the reference system;
- J_k — current density in the compensation system;
- l — length of the electrode (fig. 5);
- c — width of the electrode terminal (fig. 5);
- h_c — thickness of the electrode;

- I — current intensity at the terminals;
- $a_k/2$ — height of a part of the compensation system (fig. 3);
- a — height of the channel (fig. 3);
- h_1 — distance between the electromagnet pieces (fig. 3), i. e. total interstice height;
- E — electric field intensity;
- e — absolute value of the electron charge;
- m_e — electron mass;
- p_e — pressure in a point of the conducting fluid;
- σ — electric conductivity;
- ρ — specific mass of the conducting fluid;
- F — volume density of the viscosity force;
- ν — viscosity coefficient;
- v — speed of the fluid;
- ψ — scalar function from which derives J ;
- i, j, k — reference system unit vectors;
- ρ_i — electric resistivity.

The magnetohydrodynamic converter with linear channel and a pair of electrodes, consists essentially of a channel and an electromagnetic device, usually an electromagnet, which produces a magnetic field. Through the channel flows the working fluid, which is a conducting fluid, namely a liquid metal or plasma. The conducting fluid flowing through the channel is under the action of the magnetic field. The channel has a pair of electrodes through which an electric current passes, crossing the conducting fluid. The channel is usually of rectangular cross-section.

The interaction between the electric current passing through the conducting fluid in the channel, and the magnetic field, produces some forces and consequently mechanical work.

For this reason, it is possible that one of the following transformations takes place in the converter: a) the transformation of the mechanical energy of the fluid into electromagnetic energy delivered at the terminals to which the electrodes are connected; b) the transformation of the electromagnetic energy received at the terminals into mechanical energy delivered to the fluid. The first case corresponds to the operation of the converter as a generator, the second case correspond to the operation of the converter as a pump.

To determine the converter performance with accuracy it is necessary to thoroughly study the electromagnetic field in the converter. This study may be done by different methods involving different approximations.

Essentially, for the study of the electromagnetic field in a magnetohydrodynamic channel there are two methods: the study of the electromagnetic field by analytical means, the study of the electromag-

netic field by numerical means. The first method permits the consideration of the end effect of the currents, but does not permit the consideration of the reaction effect of the magnetic field produced by the currents in the channel. The method has the advantage that it may be applied simply and requires a small volume of calculus, which may be performed either manually or, for higher accuracy, by an electronic computer.

Because the reaction effect of the magnetic field, is not considered, the method is more suitable for converters having a compensation system for the reaction field, which represents the converter type most used in various applications, and which has the greatest part of the reaction field annihilated.

The second method permits the consideration of both the end effect of the currents and the reaction effect of the magnetic field produced by the currents of the channel. The method has the advantage of taking into account the effect of the reaction magnetic field. Nevertheless, applying the method requires a large volume of calculation. These calculation may not be performed manually but only by means of an electronic computer, and even in this case it requires a large volume of calculation and a relatively long computing time.

The method is suitable for both converters with reaction field compensation and for converters without reaction field compensation.

The first method was minutely studied in literature; in paper [1] an analysis of the papers of different authors is given, and also a new method having several advantages is presented.

The second method was minutely examined by Appun in paper [2]. In the equations established in paper [2] the effect of the compensation system, with which are provided many of the converters having a practical interest, is not taken into account.

Further, the differential equations and the difference equations of the electromagnetic field will be established for the general case, so that the compensation system effect may be also taken into account. The complete form of the fluid tensorial conductivity are also considered, which was partially done in paper [2] only.

1. The Studied Configuration.

In fig. 1 one may see the studied configuration consisting of a channel through which flows a conducting fluid and of an electromagnet having a steel core.

2. Simplifying Assumptions.

1. The saturation of the electromagnet steel core are neglected.
2. The mean value of the volume electric charge density is null.
3. The problem is considered as being two-dimensional.
4. Finally, the speed of the fluid will be regarded as being parallel to the channel axis and having the same value in every point in the channel.

3. The Differential Equations of the Converter

These equations result from the equations of magnetohydrodynamics. A reference system fixed with respect to the channel will be considered. Then, the following equations may be written.

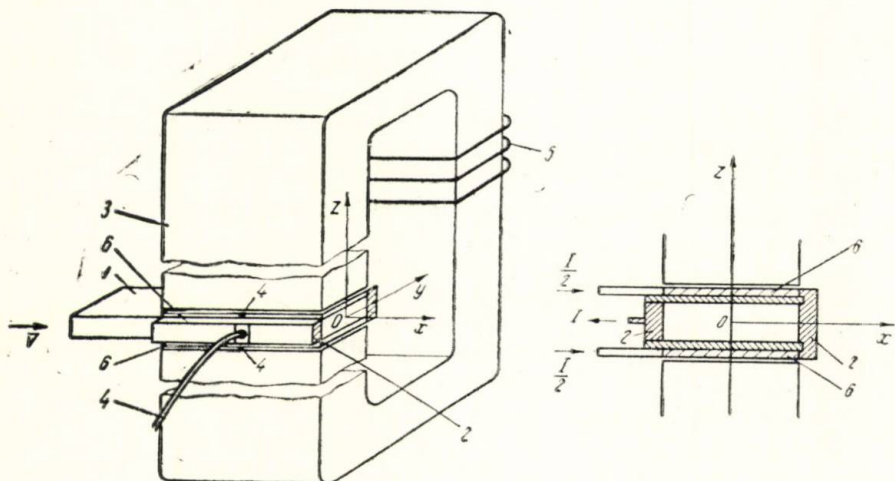


Fig. 1. Configuration of a direct current magnetohydrodynamic converter with a pair of electrodes :

1 — channel ; 2 — electrodes ; 3 — electromagnet ; 4 — conductors the extremities of which are the terminals of the electrodes ; 5 — excitation coil ; 6 — compensation conductors.

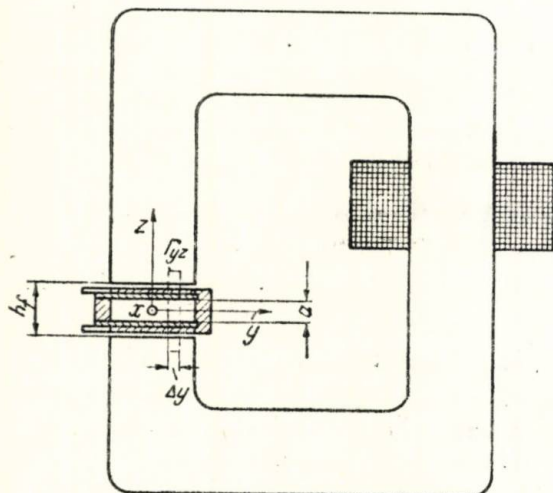


Fig. 2. Explanation of the magnetic circuit law application in the yOz plane.

1. The integral form of the magnetic circuit law applied for the curve Γ_{yz} in fig. 2 gives :

$$H_z(y + \Delta y)h_f - H_z(y)h_f = J_x a(y) \Delta y.$$

One obtains:

$$J_x = \frac{\partial H_z}{\partial y} \cdot \frac{h_f}{a}. \quad (1)$$

The integral form of the magnetic circuit law applied for the curve Γ_{xz} in fig. 3 gives.

$$H_z(x + \Delta x)h_f - H_z(x)h_f = -J_y a(x) \Delta x - J_k a_k \Delta x.$$

One obtains:

$$J_y = -\frac{\partial H_z}{\partial x} \cdot \frac{h_f}{a} - J_k \frac{a_k}{a(x)}. \quad (2)$$

2. The electromagnetic induction law applied for any curve Γ_c in fig. 3 gives:

$$\text{rot } \bar{E} = 0, \quad (3)$$

therefore:

$$\bar{E} = -\text{grad } V, \quad (4)$$

where V is a potential function from which derives the electric field intensity, which is a coulombian field.

3. The electric conduction law, under the local form, when the conducting fluid is plasma, is [3]:

$$\|\bar{J}\| = \|\sigma\| \cdot \|\bar{E} + \bar{v} \times \bar{B} + \bar{E}_e\| \quad (5a)$$

or:

$$\|\bar{J}\| = \|\sigma\| \cdot \|\bar{E}' + \bar{E}_e\| \quad (5b)$$

where:

$$\|\sigma\| = \begin{vmatrix} \sigma_1 & -\sigma_2 & 0 \\ \sigma_2 & \sigma_1 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_0 \end{vmatrix} \quad (6)$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_0}{1+\beta^2}; \quad \sigma_2 = \frac{\sigma_0}{1+\beta^2};$$

$$\sigma_0 = \frac{nc^2}{mc} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\tau_{ci}} + \frac{1}{\tau_{ca}}};$$

$$\beta = \omega \frac{1}{\frac{1}{\tau_{ci}} + \frac{1}{\tau_{ca}}}; \quad \omega = \frac{c\mu H}{mc}, \quad (7a, b, c, d, e)$$

and according to the assumptions it is necessary to take the magnitude H_z for H the problem being considered as two-dimensional.

If the imprinted pressure electric field intensity that is $E_e = \frac{1}{nc} \text{grad } p_e$ is neglected, one obtains:

$$J_x = \sigma_1 E'_x - \sigma_2 E'_y = \sigma_1 (E_x + v_y B_z) - \sigma_2 (E_y - v_x B_z) \quad (8)$$

$$J_y = \sigma_2 E'_x + \sigma_1 E'_y = \sigma_2 (E_x + v_y B_z) + \sigma_1 (E_y - v_x B_z). \quad (9)$$

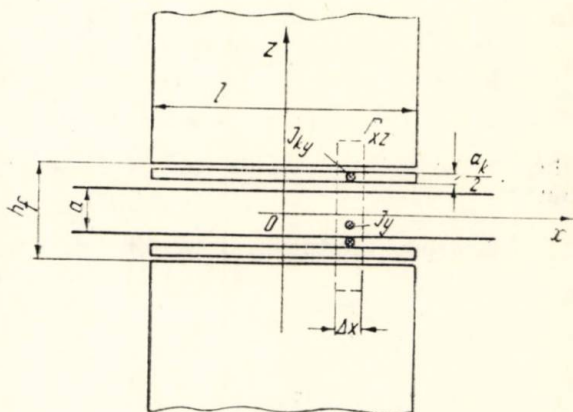


Fig. 3. Explanation of the magnetic circuit law application in the xOz plane.

If the conducting fluid is a liquid metal, the electric conductivity is a scalar, and then:

$$\sigma_1 = \sigma_0; \quad \sigma_2 = 0. \quad (10a, b)$$

4. The fluid continuity equation in stationary state gives:

$$\operatorname{div}(\rho \bar{v}) = 0 \quad (11)$$

and for incompressible fluids, that is for liquid metals $\rho = \text{const}$ and therefore:

$$\operatorname{div} \bar{v} = 0. \quad (12)$$

5. The fluid movement equation, the Navier-Stokes equation in stationary state gives:

$$\rho(\bar{v} \cdot \nabla) \bar{v} = -\operatorname{grad} p + \rho \bar{g} + \bar{F} \bar{v} + \bar{F} \quad (13)$$

$$\bar{F}_v = \rho \nu \nabla^2 \bar{v} \quad (14)$$

$$\bar{F} = \bar{J} \times \bar{B}. \quad (15)$$

Hence:

$$\rho[\operatorname{rot}(\bar{v} \cdot \nabla) \bar{v}] = \rho \nu \nabla^2(\operatorname{rot} \bar{v}) + \operatorname{rot}(\bar{J} \times \bar{B}) \quad (16)$$

whence the distribution of the fluid speed in the channel may be obtained.

6. From the electric current continuity equation in stationary state:

$$\operatorname{div} \bar{J} = 0, \quad (17)$$

it follows that:

$$\bar{J} = \operatorname{rot} \bar{k} \psi, \quad (18)$$

or:

$$J_x = \frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad (19)$$

$$J_y = -\frac{\partial \psi}{\partial x}. \quad (20)$$

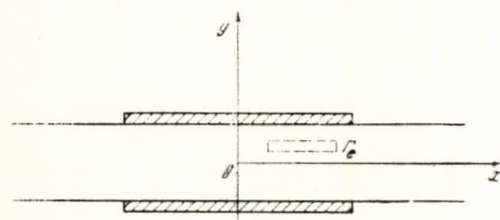


Fig. 4. Explanation of the electromagnetic induction law application.

4. The General Boundary Conditions

These will be expressed according to fig. 5.

1. For the discontinuity surfaces $x = \text{const}$ of B_z , when there are such surfaces, for example when the inducing magnetic field has a finite value different from zero within the electrodes zone, and has the value zero outside the electrodes zone, one can write:

$$J_x(x - \alpha) = J_x(x + \alpha) \quad (21)$$

$$\alpha \rightarrow 0.$$

2. The potential difference between the electrodes is:

$$V_1 - V_2 = U, \quad (22)$$

$$V_1 = V(x_1, y_1); \quad \left| x_1 \right| \in \left[0; \frac{c}{2} \right]; \quad y_1 = -\frac{h}{2} - \frac{hc}{2}, \quad (23a, b)$$

$$V_2 = V(x_2, y_2); \quad \left| x_2 \right| \in \left[0; \frac{c}{2} \right]; \quad y_2 = +\frac{h}{2} + \frac{hc}{2}. \quad (23c, d)$$

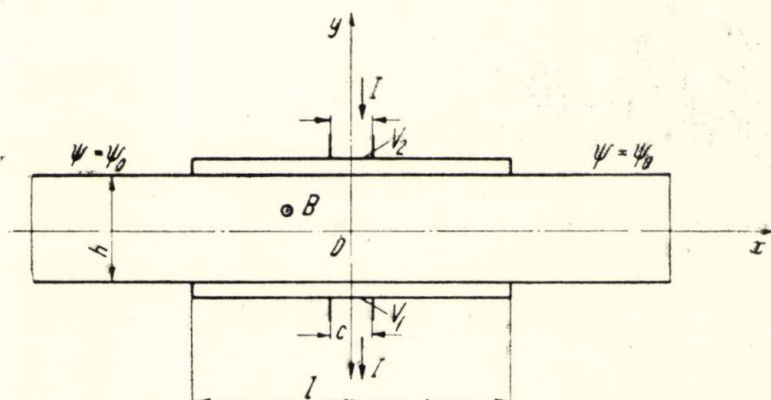


Fig. 5. Explanation of the establishment of the boundary conditions.

3. For the discontinuity surfaces $y = \text{const}$ of B_z and σ that is at the passage from the fluid to the electrodes, one can write:

$$J_y(y - \alpha) = J_y(y + \alpha) \quad (24)$$

$$\alpha \rightarrow 0,$$

whence taking into account the relation (20) and the continuity condition of the electric current tubes, it follows:

$$\psi(y - \alpha) = \psi(y + \alpha) \quad (25)$$

$$\alpha \rightarrow 0.$$

4. The resultant magnetomotive tension is:

$$[H_z(x=0; y=0)] h_f = -a \int_0^{\frac{h}{2}} J_x dx + w_f i_f. \quad (26)$$

5. The difference equation of the function ψ .

In order to use the finite differences method a net of rectangles in the xOy plane is taken, covering both the channel and the electrodes as in fig. 6. The assumption number 4 will be here considered.

From the equations (8), (9) one obtains for the present case, when $\vec{v} = \vec{i} v_x$:

$$J_x = \sigma_1 E_x - \sigma_2 (E_y - v_x B_z), \quad (27)$$

$$J_y = \sigma_2 E_x + \sigma_1 (E_y - v_x B_z), \quad (28)$$

and also:

$$E_x = \rho_1 J_x + \rho_2 J_y, \quad (29)$$

$$E_y = -\rho_2 J_x + \rho_1 J_y + v_x B_z, \quad (30)$$

where:

$$\rho_1 = \frac{\sigma_1}{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}; \quad (31a, b)$$

$$\rho_2 = \frac{\sigma_2}{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}.$$

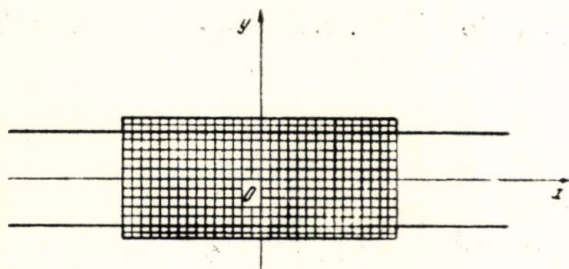


Fig. 6. The net for the application of the finite differences method.

From the equations (19) and (20) one obtains for the point determined by the indexes i, j according to fig. 7:

$$\left. \begin{aligned} J_{xMB} &= \frac{1}{2} (J_{xi-1, j+1} + J_{xi-1, j}); & J_{yM} &= J_{yi, j}; \\ J_{xMC} &= \frac{1}{2} (J_{xi, j} + J_{xi, j+1}); & J_{yND} &= \frac{1}{2} (J_{yi, j-1} + J_{yi+1, j-1}); \\ J_{xN} &= J_{xi, j}; & J_{yNC} &= \frac{1}{2} (J_{yi, j} + J_{yi+1, j}); \\ J_{xPA} &= \frac{1}{2} (J_{xi-1, j-1} + J_{xi-1, j}); & J_{yP} &= J_{yi, j-1}; \\ J_{xPD} &= \frac{1}{2} (J_{xi, j-1} + J_{xi, j}); & J_{yQA} &= \frac{1}{2} (J_{yi-1, j-1} + J_{yi, j-1}); \\ J_{xQ} &= J_{xi-1, j}; & J_{yQB} &= \frac{1}{2} (J_{yi-1, j-1} + J_{yi, j-1}). \end{aligned} \right\} (32a, \dots, 1)$$

$$\left. \begin{aligned} B_{zM} &= \frac{1}{2} (B_{i, j} + B_{i, j+1}); & B_{zP} &= \frac{1}{2} (B_{i, j-1} + B_{i, j}); \\ B_{zN} &= \frac{1}{2} (B_{i, j} + B_{i+1, j}); & B_{zQ} &= \frac{1}{2} (B_{i-1, j} + B_{i, j}). \end{aligned} \right\} (32m, \dots, q)$$

From the relations (32), (19), (20) it follows;

$$\begin{aligned} J_{xi-1, j-1} &= \frac{1}{\Delta y_{i-1}} (\psi_{i, j-1} - \psi_{i-1, j-1}); & J_{yi-1, j-1} &= -\frac{1}{\Delta x_{j-1}} (\psi_{i-1, j} - \psi_{i-1, j-1}); \\ J_{xi-1, j} &= \frac{1}{\Delta y_{i-1}} (\psi_{i, j} - \psi_{i-1, j}); & J_{yi-1, j} &= -\frac{1}{\Delta x_j} (\psi_{i-1, j+1} - \psi_{i-1, j}); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
J_{x\ i-1, j+1} &= \frac{1}{\Delta y_{i-1}} (\psi_{i, j+1} - \psi_{i-1, j+1}); & J_{y\ i, j-1} &= -\frac{1}{\Delta x_{j-1}} (\psi_{i, j} - \psi_{i, j-1}); \\
J_{x\ i, j-1} &= \frac{1}{\Delta y_i} (\psi_{i+1, j-1} - \psi_{i, j-1}); & J_{y\ i, j} &= -\frac{1}{\Delta x_j} (\psi_{i, j+1} - \psi_{i, j}); \\
J_{x\ i, j} &= \frac{1}{\Delta y_i} (\psi_{i+1, j} - \psi_{i, j}); & J_{y\ i+1, j-1} &= -\frac{1}{\Delta x_{j-1}} (\psi_{i+1, j} - \psi_{i+1, j-1}); \\
J_{x\ i, j+1} &= \frac{1}{\Delta y_i} (\psi_{i+1, j+1} - \psi_{i, j+1}); & J_{y\ i+1, j} &= -\frac{1}{\Delta x_j} (\psi_{i+1, j+1} - \psi_{i+1, j}).
\end{aligned}
\tag{33a, ..., 1}$$

By applying the electromagnetic induction law for the rectangle contour ABCD from fig. 7, one obtains:

$$\begin{aligned}
E_{xQ}\Delta x_{j-1} + E_{xQ}\Delta x_j - E_{xN}\Delta x_j - E_{xN}\Delta x_{j-1} + E_{yM}\Delta y_{i-1} + E_{yM}\Delta y_i - \\
- E_{yP}\Delta y_i - E_{yP}\Delta y_{i-1} = 0.
\end{aligned}
\tag{34}$$

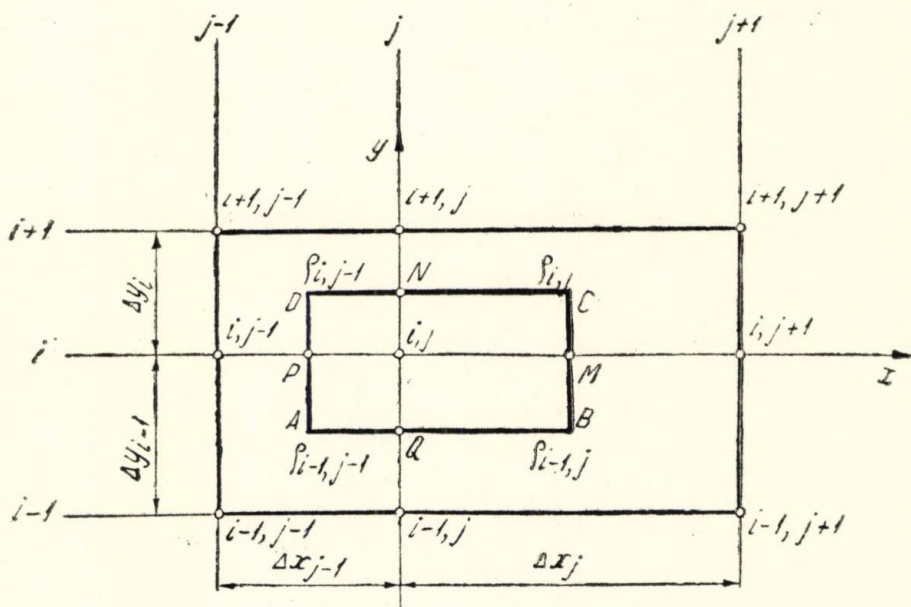


Fig. 7. Element of the net for the application of the finite differences method.

By substituting in the last relation the electric field intensity as a function of the current density, given by the relations (29), (30) one obtains.

$$\begin{aligned}
(\rho_{1\ i-1, j-1} J_{xQ} + \rho_{2\ i-1, j-1} J_{yQA}) \frac{1}{2} \Delta x_{j-1} + (\rho_{1\ i-1, j} J_{xQ} + \rho_{2\ i-1, j} J_{yQB}) \frac{1}{2} \Delta x_j - \\
- (\rho_{1\ i, j} J_{xN} + \rho_{2\ i, j} J_{yNC}) \frac{1}{2} \Delta x_j - (\rho_{1\ i, j-1} J_{xN} + \rho_{2\ i, j-1} J_{yND}) \frac{1}{2} \Delta x_{j-1} +
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + (-\rho_{2i-1,j} J_{xMB} + \rho_{1i-1,j} J_{yM}) \frac{1}{2} \Delta y_{i-1} + (-\rho_{2i,j} J_{xMC} + \rho_{1i,j} J_{yM}) \frac{1}{2} \Delta y_i - \\
& - (-\rho_{2i,j-1} J_{xPD} + \rho_{1i,j-1} J_{yP}) \frac{1}{2} \Delta y_i - (-\rho_{2i-1,j-1} J_{xPA} + \rho_{1i-1,j-1} J_{yP}) \frac{1}{2} \Delta y_{i-1} + \\
& + v \mu_{i-1,j} \mu_0 \frac{1}{2} (H_{zi,j} + H_{zi,j+1}) \frac{1}{2} \Delta y_{i-1} + v \mu_{i,j} \mu_0 \frac{1}{2} (H_{zi,j} + H_{zi,j+1}) \frac{1}{2} \Delta y_i - \\
& - v \mu_{i,j-1} \mu_0 \frac{1}{2} (H_{zi,j} + H_{zi,j-1}) \frac{1}{2} \Delta y_i - v \mu_{i-1,j-1} \mu_0 \frac{1}{2} (H_{zi,j} + H_{zi,j-1}) \frac{1}{2} \Delta y_{i-1} = 0
\end{aligned} \tag{35}$$

where it was generally denoted by $\mu_{m,n}$ the relative magnetic permeability. Inside the channel the medium is unmagnetic therefore $\mu_{m,n} = 1$. Whithin the electrodes it will be assumed the magnetic field as being null, therefore $\mu_{m,n} = 0$. Because the magnitude $\mu_{m,n}$ can take different values only along the Oy — axis, it is possible to replace $\mu_{m,n} = \mu_m$.

Taking into account the relation (32), the relation (35) becomes:

$$\begin{aligned}
& - J_{xi,j} \left[\rho_{1i,j} \frac{1}{2} \Delta x_j + \rho_{1i,j-1} \frac{1}{2} \Delta x_{j-1} \right] \\
& + J_{yi,j} \left[\rho_{1i-1,j} \frac{1}{2} \Delta y_{i-1} + \rho_{1i,j} \frac{1}{2} \Delta y_i \right] \\
& + J_{xi-1,j} \left[\rho_{1i-1,j-1} \frac{1}{2} \Delta x_{j-1} + \rho_{1i-1,j} \frac{1}{2} \Delta x_j \right] \\
& - J_{yi,j-1} \left[\rho_{1i-1,j-1} \frac{1}{2} \Delta y_{i-1} + \rho_{1i,j-1} \frac{1}{2} \Delta y_i \right] \\
& + \frac{v}{4} \mu_0 (\mu_{i-1} \Delta y_{i-1} + \mu_i \Delta y_i) (H_{zi,j+1} - H_{zi,j-1}) \\
& - \frac{1}{4} [\rho_{2i-1,j} J_{xi-1,j} + \rho_{2i-1,j} J_{xi-1,j+1}] \Delta y_{i-1} \\
& - \frac{1}{4} [\rho_{2i,j} J_{xi,j} + \rho_{2i,j} J_{xi,j+1}] \Delta y_i \\
& + \frac{1}{4} [\rho_{2i-1,j-1} J_{xi-1,j-1} + \rho_{2i-1,j-1} J_{xi-1,j}] \Delta y_{i-1} \\
& + \frac{1}{4} [\rho_{2i,j-1} J_{xi,j-1} + \rho_{2i,j-1} J_{xi,j}] \Delta y_i \\
& - \frac{1}{4} [\rho_{2i,j-1} J_{yi,j-1} + \rho_{2i,j-1} J_{yi,j+1}] \Delta x_{j-1} \\
& - \frac{1}{4} [\rho_{2i,j} J_{yi,j} + \rho_{2i,j} J_{yi,j+1}] \Delta x_j \\
& + \frac{1}{4} [\rho_{2i-1,j-1} J_{yi-1,j-1} + \rho_{2i-1,j-1} J_{yi,j-1}] \Delta x_{j-1} \\
& + \frac{1}{4} [\rho_{2i-1,j} J_{yi-1,j} + \rho_{2i-1,j} J_{yi,j}] \Delta x_j = 0.
\end{aligned} \tag{36}$$

The magnetic field intensity may be obtained by comparing the relations (1), (2) to (19), (20) and by integrating the equations which were obtained. The integration constant is determined by the condition that the magnetic field intensity, for $v=0$ would have the given distribution $H_{z0i, j}$. One obtains:

$$H_{z i, j} = \frac{a}{hf} \left[\psi_{i, j} - J_k \frac{ak}{a} x_i + H_{z0 i, j} \frac{hf}{a} \right]. \quad (37)$$

The boundary conditions for the function ψ are:

$$\psi=0; x \in \left(-\infty; -\frac{1}{2}\right); \left|y\right| = \frac{h}{2} \quad (38a)$$

$$\psi=0; x \in \left(-\frac{1}{2}; -\frac{c}{2}\right); \left|y\right| = \frac{h}{2} + h_c \quad (38b)$$

$$\psi=\psi_0; x \in \left(\frac{1}{2}; \frac{c}{2}\right); \left|y\right| = \frac{h}{2} + h_c \quad (38c)$$

$$\psi=\psi_0; x \in \left(\frac{1}{2}; +\infty\right); \left|y\right| = \frac{h}{2} \quad (38d)$$

$$\psi_0 = -\frac{1}{a}. \quad (38e)$$

The boundary condition required by the potential difference between the electrodes is:

$$U = - \sum_{i=1}^n E_{i, j} y_i. \quad (39)$$

($x=0$)

By substituting in the equation (36) the expressions (33) and (37), one gets the equation:

$$C_{i-1, j-1} \psi_{i-1, j-1} + C_{i-1, j} \psi_{i-1, j} + C_{i-1, j+1} \psi_{i-1, j+1} + C_{i, j-1} \psi_{i, j-1} + \\ + C_{i, j} \psi_{i, j} + C_{i, j+1} \psi_{i, j+1} + C_{i+1, j} \psi_{i+1, j} + C_{i+1, j+1} \psi_{i+1, j+1} = 0, \quad (40)$$

where the coefficients C_{mn} are determined by the substitutions which have been performed.

The equation (40) expresses the value of the function ψ in the point i, j in function of the values of the function in the 8 neighbouring points.

The values of the function ψ on the boundary of the domain (fig. 5) being known, the values of the function ψ may be determined by the relaxation method, and in order to increase the convergence, according to the general procedure the overrelaxation factor may be introduced.

Conclusions. The study of the electromagnetic field in a direct current magnetohydrodynamic converter may be done by using the difference equations. They may be established starting from the general laws of magnetohydrodynamics. Unlike the case when an analytical method is used, a greater number of factors can be considered.

In comparison with the previous studies, the effect of the reaction field compensation system is also taken into account in the present paper.

Bibliografie

- [1]. A. NICOLAIDE: *Bestimmung des elektromagnetischen Feldes im Innern eines linearen magnetohydrodynamischen Kanals*. Revue Roumaine des Sciences Techniques, Série Electrotechnique et Énergétique, 15, 1970, H2, S. 215—138.
- [2]. P. APPUN: *Über das Betriebsverhalten von Gleichfeld — MHD* — Wandlern unter besonderen Berücksichtigung der Endverluste. Doktor-Ingenieur Dissertation 1970. Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik. Braunschweig.
- [3]. A. NICOLAIDE: *Producerea energiei electrice pe cale magnetohidrodinamică*. Editura tehnică, 1968.

ASUPRA MĂSURĂRII UNOR CARACTERISTICI ALE MATERIALELOR FEROMAGNETICE ÎN REGIM DE MAGNETIZARE MIXTĂ

W. SZABO

Pentru determinarea experimentală a caracteristicilor materialelor feromagnetice în regim de magnetizare mixtă, se utilizează în prezent, pe scară largă, metoda punții. Schemele clasice folosite în acest scop (de ex. punțile Owen și Hay) introduc distorsiuni mari în curba inducției, datorită căderilor de tensiune nesinusoidale în rezistențele circuitului de magnetizare.

O îmbunătățire esențială a condițiilor de măsurare se obține prin utilizarea punții cu comparator de curent, propusă de autor, prin care se asigură un regim de inducție practic sinusoidală, într-un domeniu larg de variație a acesteia.

Zur experimentellen Bestimmung der magnetischen Eigenschaften von Elektroblechen bei überlagertem Gleichfeld wird gegenwärtig in grossem Umfange die Brückenmethode benützt. Die zu diesem Zweck be-

nützten klassischen Brückenschaltungen (zum Beispiel Owen — und Hay — Messbrücken) führen starke Verzerrungen in die Induktionskurve ein, infolge der nicht sinusförmigen Spannungsabfälle in den Widerständen des Magnetisierungskreises.

Eine wesentliche Verbesserung der Messbedingungen wird durch die Benützung der vom Verfasser vorgeschlagenen Stromkomparator — Messbrücke erzielt. Infolge des herabgesetzten Widerstandes des Magnetisierungskreises sichert die Messbrücke eine sinusförmige Induktion im Prüfkern, und zwar in einem weiten Variationsbereich.

Die Herabsetzung der Verzerrungen der magnetischen Induktion durch die Beseitigung der geraden Harmonischen ist möglich, indem man als Prüfling zwei Ringkerne benützt.

Es wurden experimentelle Versuche mit der Stromkomparator — Messbrücke durch geführt.

În telecomunicații, automatică, telemecanică și în alte domenii ale tehnicii contemporane s-au răspândit dispozitivele electromagnetice ale căror miezuri funcționează în regim de magnetizare mixtă (cîmp alternativ suprapus peste un cîmp continuu), cum ar fi amplificatoarele magnetice, bobinele de șoc, modulatele magnetice, transformatoarele de curent continuu etc. Întrucît la proiectarea acestor dispozitive este necesară cunoașterea pierderilor și a altor caracteristici magnetice co-

respunzătoare acestui regim, determinarea lor experimentală prezintă un interes deosebit.

În lucrarea de față se fac unele considerații asupra metodei punții pentru măsurări în regim de magnetizare mixtă și se analizează utilizarea unei scheme noi, propusă de autor, precum și a unui nou tip de probă, formată din două miezuri identice, care prezintă avantaje față de procedeele cunoscute în prezent.

1. Considerații privind utilizarea metodei punții

Pentru caracterizarea materialelor feromagnetice care funcționează în regim de magnetizare mixtă, în majoritatea cazurilor se folosesc următoarele familii de caracteristici:

$$B_{\max} = f(H_{\max}), \text{ la } H_0 = \text{const},$$

$$\mu_{\Delta} = f(H_0), \text{ la } B_{\max} = \text{const},$$

$$P_{\Delta} = f(H_0), \text{ la } B_{\max} = \text{const},$$

unde: $B_{\max}$ — valoarea maximă a componentei alternative a inducției; $H_{\max}$ — valoarea maximă a componentei alternative a cîmpului magnetic; H_0 — valoarea intensității cîmpului continuu; μ_{Δ} — permeabilitatea incrementală, definită prin raportul $B_{\max}/\mu_0 H_{\max}$, la o inducție medie diferită de zero (cînd variația ciclică a cîmpului este redusă la zero, permeabilitatea incrementală μ_{Δ} devine egală cu permeabilitatea reversibilă μ_{rev}).

Pentru determinarea acestor caracteristici se pot utiliza, în principiu, aceleași metode ca și la măsurările în cîmpuri alternative, cu singura deosebire că în schemele respective apare un circuit suplimentar de premagnetizare (polarizare) în curent continuu. Dintre metodele cunoscute în prezent, mai răspîdită este metoda punții, datorită avantajelor importante pe care le prezintă [1]. Măsurările în regim de magnetizare mixtă se efectuează în special cu punțile Owen și Hay [2, 3].

Datorită prezenței, în miezul feromagnetic de încercat, a unui cîmp continuu de polarizare, atît ciclul dinamic de histerezis cît și curba curentului din bobină se modifică față de magnetizarea în cîmp alternativ. Se constată prezența în curba curentului, alături de armonicile impare, și a celor pare, care determină o distorsionare mai puternică a curentului. La aceasta contribuie și condensatorul din circuitul de alimentare a punții, introdus pentru a bloca trecerea curentului continuu spre sursa de curent alternativ. Datorită căderilor de tensiune nesinusoidale în rezistențele circuitului de magnetizare, este dificilă menținerea sinusoidală a componentei alternative a inducției din miez.

O îmbunătățire substanțială a condițiilor de măsurare se obține prin utilizarea punții cu comparator de curent, propusă de autor [4, 5], pentru măsurări după schema echivalentă paralel a bobinei cu miez feromagnetic. Lipsind elementele conectate în serie cu proba, puntea cu comparator permite realizarea circuitului de magnetizare cu o rezistență

foarte mică, asigurînd un regim de inducție practic sinusoidală, într-un domeniu larg de variație a acesteia. Astfel, pentru calculul pierderilor magnetice nu vor fi necesare corecții suplimentare pentru puterea disipată de armonicile superioare de curent.

Este posibilă reducerea distorsiunilor inducției magnetice prin eliminarea armonicilor pare, utilizînd ca probă două miezuri toroidale identice, avînd înfășurările de curent alternativ conectate în paralel, iar cele de curent continuu în serie-opoziție (figura 1). Datorită acestor

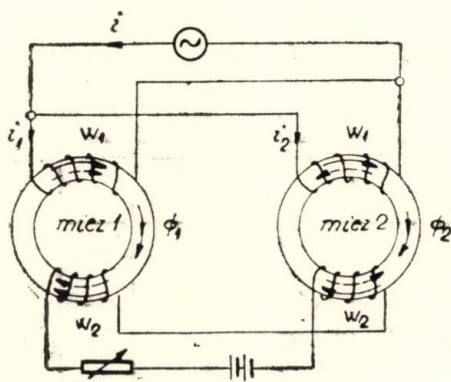


Fig. 1. Probă formată din două miezuri toroidale identice.

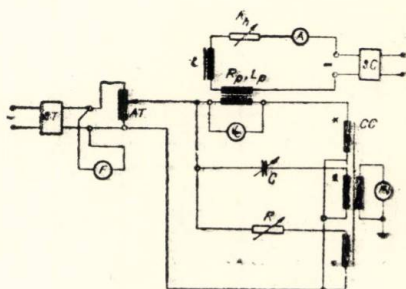


Fig. 2. Schema montajului utilizat pentru încercări experimentale.

conexiuni, fluxul alternativ are același sens în ambele miezuri, iar fluxul continuu — sensuri opuse. Ca urmare, curentul alternativ total absorbit de cele două miezuri nu va avea armonici pare, în timp ce curentul prin fiecare înfășurare conține aceste armonici. De asemenea, tensiunea electromotoare totală indusă în circuitul de curent continuu este nulă, nemaifiind necesară prezența vreunei bobine pentru limitarea curentului indus de fluxul alternativ.

2. Încercări experimentale

Încercările experimentale au fost efectuate pe un tor din tablă silicioasă de 0,5 mm, calitatea EI, utilizînd schema de montaj reprezentată în figura 2. Cîmpul continuu de polarizare s-a creat cu ajutorul unei înfășurări secundare a torului, alimentată de la o sursă stabilizată de curent continuu. Pentru fixarea valorilor componente alternative a inducției magnetice s-a folosit un voltmetru de rezistență internă mare, conectat în paralel cu înfășurarea de magnetizare a probei.

Măsurările s-au făcut la trei valori distincte ale inducției maxime (0,02—0,05—0,1 T), pentru cîmpuri de polarizare cuprinse între 0 și

2300 Asp/m. Rezultatele obținute sînt redate în figurile 3 și 4. În figura 3 s-au reprezentat pierderile magnetice P_{Δ} , iar în figura 4 permeabilitatea incrementală μ_{Δ} ambele în funcție de intensitatea cîmpului continuu de polarizare H_c . Pentru calculul mărimilor P_{Δ} și μ_{Δ} s-au utilizat relațiile [5]:

$$P_{\Delta} = \frac{U^2}{R_p} - U^2 \left(\frac{1}{R_p^2} + \frac{1}{\omega^2 L_p^2} \right) R_w;$$

$$\mu_{\Delta} = \frac{L_p}{\mu_0 w^2 S},$$

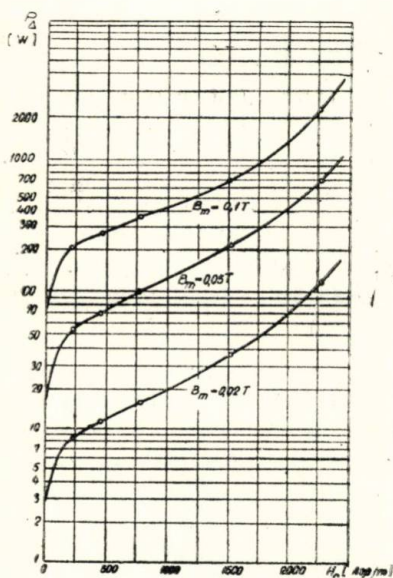


Fig. 3. Curbele $P_{\Delta} = f(H_c)$ pentru trei valori ale inducției B_m .

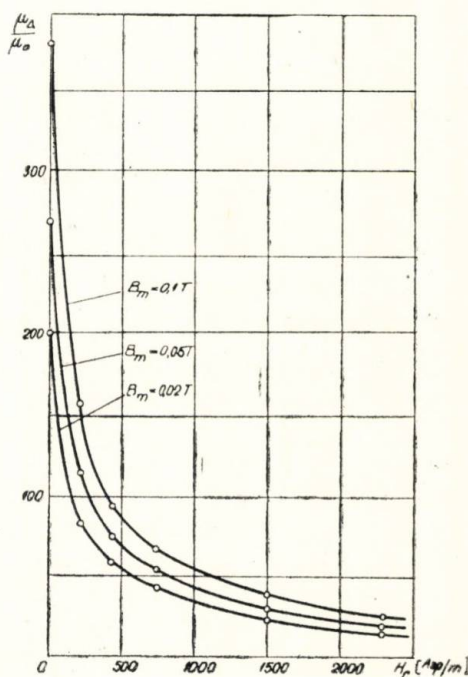


Fig. 4. Curbele $\mu_{\Delta}/\mu_0 = f(H_c)$ pentru trei valori ale inducției B_m .

unde U este valoarea efectivă a tensiunii aplicate bobinei, w — numărul de spire ale înfășurării de magnetizare, S — aria secțiunii transversale a miezului, R_w — rezistența înfășurării. R_p și L_p reprezintă rezistența-paralel, respectiv inductivitatea-paralel ale probei, care rezultă din condițiile de echilibru ale punții;

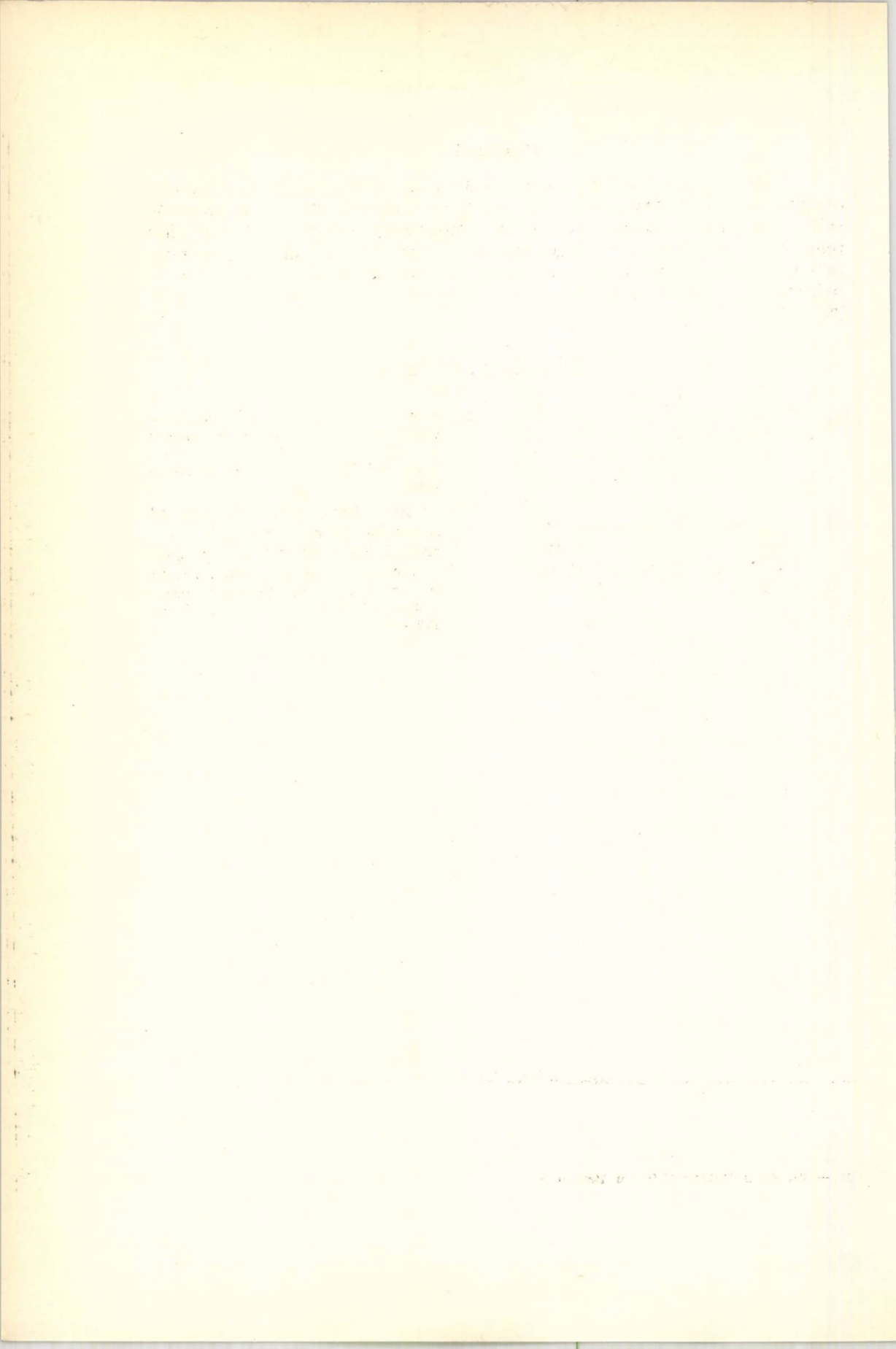
$$R_p = \frac{w_4}{w_5} R; L_p = \frac{w_4}{w_5} \cdot \frac{1}{\omega^2 C}$$

Concluzii

Pentru determinarea experimentală a principalelor caracteristici ale materialelor feromagnetice în regim de magnetizare mixtă se poate utiliza cu bune rezultate puntea cu comparator de curent, care asigură menținerea sinusoidală a componentei alternative a inducției, într-un domeniu larg de variație a acesteia. O îmbunătățire a condițiilor de măsurare se obține prin utilizarea, ca probă, a două miezuri toroidale identice.

Bibliografie

- [1]. SZABO, W.: *Determinarea pierderilor magnetice prin metoda punții în curent alternativ*. Electrotehnica, vol. 15, nr. 7, 1967, p. 257—263.
- [2]. British Standards Institution. *Specification for Magnetic Materials for Use under combined D.C. and A.C. Magnetization*. B.S. 933—1941.
- [3]. ASTM — A — 343 — 60 T.
- [4]. SZABO, W.: *O punte cu comparator de curent pentru măsurarea pierderilor magnetice*. Electrotehnica, vol. 18, nr. 8, 1970, p. 295—300.
- [5]. SZABO, W.: *Contribuții privind determinarea experimentală a caracteristicilor materialelor feromagnetice în curent alternativ*. Studii și cercetări de energetică și electrotehnică, tom 21, nr. 4, 1971, p. 873—890.



DEBITMETRU MAGNETOHIDRODINAMIC DIFERENȚIAL FĂRĂ CONTACTE CU CÎMP MOBIL

D. ST. BIDIAN

În lucrarea de față se prezintă sumar principiul unui debitmetru diferențial fără contacte cu cîmp mobil. Se dau apoi rezultatele experimentale obținute pe un model la care s-au folosit statoare complet bobinate sau statoare cu capetele marginale semi-bobinate.

Se constată existența unei proporționalități între viteza mediului electroconductor și, deci a debitului și diferența algebrică dintre tensiunile electromotoare induse în statoarele receptoare.

Această proporționalitate este păstrată pînă la viteze apropiate de viteza de sincronism.

Dans cette étude on indique sommairement le principe de fonctionnement d'un débitmètre différentiel sans contacts à champ mobile. Ensuite on donne les résultats expérimentaux obtenus sur un modèle pourvu de stators complètement bobinés ou des stators avec les extrémités demi-bobinées. On constate l'existence d'une proportionnalité entre la vitesse du milieu électro-conducteur et la différence algébrique des tensions électromotrices induites dans les stators récepteurs. Cette proportionnalité est conservée jusqu'aux vitesses rapprochées de la vitesse de synchronisme.

Debitmetrele electromagnetice au apărut și s-au dezvoltat destul de tirziu, dar s-au impus datorită unor avantaje importante printre care se pot enumera:

- precizia foarte ridicată;
- posibilitatea indicării și înregistrării continue în timp a debitului;
- posibilitatea măsurării de la distanță a debitului ceea ce permite măsurarea și controlul mărimilor aflate în zone periculoase sau greu accesibile;
- semnalul de ieșire este un semnal electric, ceea ce favorizează intercalarea debitmetrului într-un sistem de reglare sau comandă automată;
- sensibilitatea debitmetrului este ridicată;
- inerție redusă.

În prezenta lucrare se va prezenta sumar, teoretic, un debitmetru diferențial cu câmp mobil și rezultatele experimentale obținute pe un model realizat.

1. Pătrunderea cîmpului magnetic mobil într-un strat electroconductor

Se consideră stratul electroconductor din figura 1, de grosime b , limitat de semispațiile infinite feromagnetice I și II.

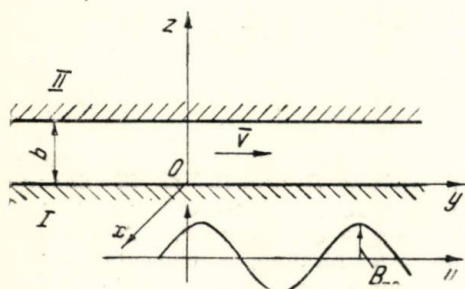


Fig. 1. Explicativă la pătrunderea cîmpului magnetic mobil în medii electroconductoare.

Inducția la suprafața metalului I, se consideră de forma :

$$b_z = B_{z0} \sin(\omega_1 - \alpha y), \quad (1)$$

unde : B_z este componenta normală a inducției în mediul electroconductor ; B_{z0} — amplitudinea inducției la suprafața metalului ($z=0$) ; ω_1 — pulsația cîmpului magnetic în stratul electroconductor, avînd expresia :

$$\omega_1 = \omega - \alpha v = s \omega = \omega \left(1 - \frac{v}{v_0} \right) \quad (2)$$

în care: s este alunecarea; v — viteza de deplasare a stratului electroconductor, care se consideră constantă în secțiunea canalului;

$$\alpha = \frac{\omega}{v_0} = \frac{\pi}{\tau} \quad (3)$$

v_0 — viteza cîmpului magnetic mobil.

Se fac următoarele ipoteze simplificatoare:

- viteza fluidului este aceeași în toate punctele și este paralelă cu axa canalului;
- conductivitatea electrică a mediului electroconductor este un scalar, care are aceeași valoare în toate punctele fluidului;
- mediul feromagnetic nu este electroconductor ($\sigma=0$) și are permeabilitatea magnetică infinită;
- mediul electroconductor are permeabilitatea magnetică constantă.

Din aceste ipoteze rezultă condițiile la limită:

$$\left. \begin{array}{l} z=0 \rightarrow B_z = B_{z0}, \\ z=b \rightarrow B_y = 0, \end{array} \right\} \quad (4)$$

Din ecuațiile magnetohidrodinamicii adoptînd sistemul de referință din lucrarea [1] se obține ecuația:

$$\Delta^2 \bar{B} = \mu \tau \frac{\partial \bar{B}}{\partial t} \quad (5)$$

Sub formă complexă ecuația devine:

$$\frac{\partial^2 \bar{B}}{\partial z^2} - \beta^2 \bar{B} = 0 \quad (6)$$

unde:

$$\beta^2 = \alpha^2 + j\omega_1 \mu \tau \quad (7)$$

Soluția ecuației (6) este de forma:

$$\bar{B}_z = \dot{A} e^{\beta z} + \dot{C} e^{-\beta z} \quad (8)$$

Din condițiile la limita (4) rezultă constantele A și B:

$$\dot{A} = \frac{B_{zo}}{e^{\beta b} + e^{-\beta b}} e^{-\beta b}, \quad \dot{C} = \frac{B_{zo}}{e^{\beta b} + e^{-\beta b}} e^{\beta b} \quad (9)$$

Soluția ecuației (6) va fi [2], [3]:

$$B_z = B_{zo} \frac{e^{\beta(b-z)} + e^{-\beta(b-z)}}{e^{\beta b} + e^{-\beta b}}, \quad (10)$$

unde s-au notat:

$$\begin{aligned} \bar{b} &= \alpha b, \\ \bar{\beta} &= \sqrt{1 + j\varepsilon} = \bar{\beta}_1 + j\bar{\beta}_2, \\ \bar{\beta}_1 &= \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\sqrt{1 + \varepsilon^2} - 1}, \\ \bar{\beta}_2 &= \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\sqrt{1 + \varepsilon^2} + 1}, \\ \varepsilon &= \frac{\mu \tau \omega}{\alpha^2} \left(1 - \frac{v}{v_0} \right). \end{aligned} \quad ((11a, b, c, d, e))$$

În planul complex defazajul inducției este dat de relația:

$$\varphi = -\arctg(\operatorname{th} \bar{\beta}_1 \bar{b} \cdot \operatorname{tg} \bar{\beta}_2 \bar{b}), \quad (12)$$

iar amplitudinea raportată:

$$K_B = \left| \frac{B_{zo}}{B_z} \right| = \sqrt{\frac{1}{2} (\operatorname{ch} 2 \bar{\beta}_1 \bar{b} + \cos 2 \bar{\beta}_2 \bar{b})}. \quad (13)$$

În cazul unui cîmp mobil cu sensul contrar mișcării mediului electroconductor, mersul calcului este identic, dar se face substituirea lui v cu $-v_0$.

Se constată că amplitudinile inducțiilor în mediul II vor diferi în funcție de viteza stratului electroconductor și vor fi diferite pentru statoare cu cîmpuri mobile opuse pentru aceeași viteză a fluidului electroconductor.

2. Deducerea tensiunilor electromotoare induse într-o spirală cu pas diametral

La punctul 1 s-a dedus valoarea inducției în stratul electroconductor. Inducția complexă în stratul II va fi dată de expresia (10) făcînd $\bar{z} = \bar{b}$:

$$\dot{B}_z = \frac{B_{z0}}{\operatorname{ch} \bar{\beta} \bar{b}} \quad (14)$$

Valoarea instantanee a inducției va fi:

$$b_z(b) = 2 B_{z0} [X \sin(\omega t - \alpha y) - Z \cos(\omega t - \alpha y)] \quad (15)$$

unde s-au făcut notațiile:

$$\begin{aligned} X &= \frac{\operatorname{ch} \bar{\beta}_1 \bar{b} \cos \bar{\beta}_2 \bar{b}}{\operatorname{ch} 2 \bar{\beta}_1 \bar{b} + \cos 2 \bar{\beta}_2 \bar{b}}, \\ Z &= \frac{\operatorname{sh} \bar{\beta}_1 \bar{b} \cdot \sin \bar{\beta}_2 \bar{b}}{\operatorname{ch} 2 \bar{\beta}_1 \bar{b} + \cos 2 \bar{\beta}_2 \bar{b}}. \end{aligned} \quad (16a, b)$$

Fluxul magnetic pe un pas polar va fi:

$$\Psi_2 = \int_0^{\tau} b_z l dy = -4 l B_{z0} \sqrt{X^2 + Z^2} \cos(\omega t + \varphi), \quad (17)$$

unde:

$$\varphi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{X}{Z} \quad (18)$$

Tensiunea electromotoare indusă într-o spirală cu pasul diametral va fi:

$$u_{e1} = - \frac{d \Psi_2}{dt} = 4 l Y_0 B_{z0} \sqrt{X^2 + Z^2} \cos(\omega t + \varphi). \quad (19)$$

Făcînd un calcul analog pentru un stator cu cîmp mobil în sens contrar se obține:

$$u_{e2} = - \frac{d \Psi_2'}{dt} = -4 l Y_0 B_{z0} \sqrt{X'^2 + Z'^2} \cos(\omega t + \varphi'). \quad (20)$$

3. Încercări experimentale

Debitmetrul diferențial cu cîmp mobil este format din două statoare liniare. Aceste statoare creează două cîmpuri magnetice mobile de

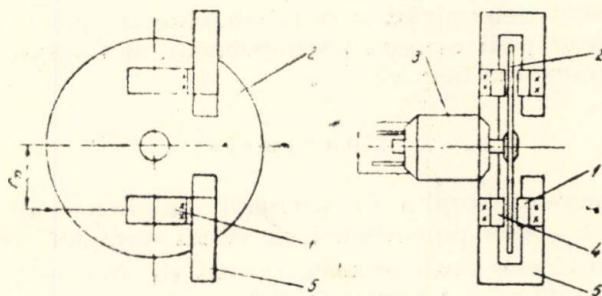


Fig. 2. Schema instalației folosite :

- 1 — statorul inductor, 2 — discul de aluminiu,
- 3 — motorul de curent continuu de antrenare,
- 4 — statorul receptor, 5 — traversa de susținere.

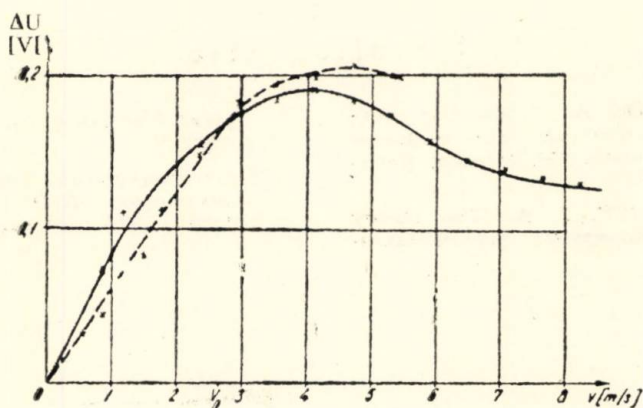


Fig. 3. Diagrama

- pentru statoarele cu polii marginali semibobinați
- pentru statoarele complet bobinate.

sensuri contrare. Mediul electroconductor folosit a fost aluminiu sub forma unui disc cu diametrul de 951,5 mm și grosimea de 3,8 mm.

Schema instalației este redată în figura 2.

Statoarele 1 sînt dispuse de o parte a discului de aluminiu 2 cu ajutorul traversei 5. Sistemul de prindere permite apropierea sau îndepărtarea statorului de disc precum și varierea distanței de la centrul discului la statoare. Discul a fost antrenat cu ajutorul unui motor de curent continuu 3.

Tensiunile induse în înfășurarea statoarelor au fost măsurate cu ajutorul unui milivoltmetru electronic. Viteza discului a fost stabilită cu ajutorul unui tahometru.

Înfășurarea statoarelor inductoare are următoarele caracteristici: $2p = 6$, $m = 3$, $q = 1$, $w_h = 75$ spire.

S-au făcut determinări folosind statoare complet bobinate și statoare care aveau polii marginali semibobinați. Rezultatele obținute sînt redate în diagrama din figura 3.

Concluzii

Din diagramă rezultă că semnalul de ieșire al debitmetrului $\Delta U = K |U_{c1} - U_{c2}|$ este proporțional cu viteza mediului electroconductor. Din compararea celor două semnale rezultă că statoarele complet bobinate sînt avantajoase din punct de vedere al mărimii semnalului.

Statoarele cu polii marginali semibobinați au avantajul unei liniarități bune pe un interval mai larg.

Se constată la ambele statoare că liniaritatea se pierde în apropierea vitezei de sincronism ($v = v_0$).

Bibliografie

- [1]. NICOLAIDE, A.: *Producerea energiei electrice pe cale magnetohidrodinamică*. Ed. tehnică, București, 1968.
- [2]. SCHERCLIFF, J. A.: *The theory of electromagnetic flow-measurement* University Press, Cambridge, 1962.
- [3]. *Electromagnitnie metodi izmerenia parametrov MGD professor. Izdatelstvo „Zinatne” Riga, 1968.*

O SCHEMĂ ECHIVALENTĂ A MOTORULUI ASINCRON UTILIZATĂ LA MOTORUL LINIAR CU CÎMP MOBIL

E. DIMBOIU

În scopul de a calcula curentul statoric, s-a considerat schema echivalentă a motorului liniar cu cîmp mobil aproximată cu cea a mașinii asincrone cu circuitul magnetizant scos la borne. După cîteva reformulări ale relațiilor motorului asincron pentru a corespunde motorului liniar cu cîmp mobil, s-a reprezentat dependența $I_1 = f(s)$. Comparînd rezultatul experimental cu cel obținut prin calcul, se poate spune că schema echivalentă considerată este convenabilă în practică.

Dans le but de calculer le courant statorique, on a considéré le schéma équivalent du moteur linéaire approximé avec le schéma de la machine asynchrone à circuit magnétisant déplacé aux bornes. Après avoir reformulé quelques relations du moteur asynchrone pour le faire correspondre au moteur linéaire à champ mobile, on a représenté la dépendance $I_1 = f(s)$. En comparant le résultat expérimental avec celui obtenu par le calcul, on peut conclure que le schéma équivalent considéré est convenable dans la pratique.

Pentru confruntarea unor rezultate experimentale cu teoria, în cazul motoarelor liniare cu cîmp mobil este necesar calculul curentului statoric.

Ne vom referi în continuare la un motor liniar cu cîmp mobil realizat, constituit din două inductoare plane așezate față în față, legate în serie, între ele fiind situată armătura mobilă din aluminiu [9, 10].

Pe fiecare inductor este prevăzută cîte o înfășurare plană cu un număr impar de poli ($2p = 7$), polii marginali fiind semibobinați [7, 9, 10]. O astfel de înfășurare dă cele mai bune rezultate din punct de vedere al cîmpului electromagnetic în întrefier și implicit al forței [1], [2], [7, 9]. Porțiunea ($\tau \div 6\tau$) este complet bobinată, în fiecare creștătură avînd două mănunchiuri a cîte 60 conductoare, iar porțiunile de la capete ($0 \div \tau$) și ($6\tau \div 7\tau$) sînt semibobinate, avînd cîte un mănunchi de 60 conductoare. În total pe fază sînt 360 spire. Sirma utilizată este de cupru $\varnothing 0,55$ mm, iar izolația creștăturii este de clasă E cu novolit 0,2 mm, fixarea în creștătură făcîndu-se cu pană de lemn de 2,5 mm grosime.

În scopul determinării curentului se consideră schema echivalentă a motorului liniar cu câmp mobil din figura 1, aproximată cu aceea a mașinii asincrone, cu circuitul magnetizant scos la borne, aceasta întrucât la motoarele liniare cu câmp mobil cu un număr de poli $2p \geq 6$,

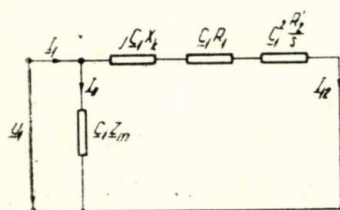


Fig. 1. Schema echivalentă a motorului liniar plan cu câmp mobil

efectul de capăt poate fi neglijat [11]. Pentru calculul curentului I_1 s-au folosit o serie de relații din teoria mașinii asincrone [3, 4], [5], [6], care nu au fost în totalitatea lor satisfăcătoare, datorită tipului de înfășurare și a prezenței a două inductoare. Astfel a trebuit ca o serie de relații să fie reformulate pentru a corespunde motorului liniar cu câmp mobil, reformulări ce nu au fost indicate decât în parte în literatura de specialitate [1].

1. Calculul rezistenței R_1

$w = 360$ — numărul spirelor pe fază;

l_1 — lungimea medie a unei spire;

$l = 5 \cdot 10^{-2}$ m — lățimea pachetului de tole statoric;

$l_c = 4,5 \cdot 10^{-2}$ m — lungimea unui capăt de spirală,

deci:

$$l_1 = 2(l + l_c) = 0,19 \text{ m.}$$

Pentru $\varnothing 0,55$ mm, se obține $s_{cu} = 0,2376 \cdot 10^{-6}$ m². Se mai cunoaște:

$$\rho_{Cu \ 20^\circ C} = 17,8 \cdot 10^{-9} \ \Omega \cdot m.$$

Rezistența R_1 la $20^\circ C$ rezultă:

$$R_{1; 20^\circ C} = 2w \rho_{Cu \ 20^\circ C} \frac{l_1}{s_{Cu}} = 11,25 \ \Omega.$$

Rezistența R_1 la $50^\circ C$ (aproximativ temperatura de lucru), considerînd $\alpha = 3,93 \cdot 10^{-3} \ ^\circ C^{-1}$:

$$R_{1; 50^\circ C} = R_{1; 20^\circ C} (1 + \alpha \Delta t) = 12,55 \ \Omega,$$

unde:

$$\Delta t = 50 - 20 = 30^\circ C.$$

2. Calculul rezistenței circuitului magnetizant R_m

S-a măsurat pentru funcționarea în gol ideală, la 20 V:

$$P_o = P_A + P_B + P_C = 11 + 10 + 9,2 = 30,2 \text{ W,}$$

$$I_0 = \frac{I_{0A} + I_{0B} + I_{0C}}{3} = \frac{0,89 + 0,895 + 0,87}{3} = 0,885 \text{ A.}$$

Pentru funcționarea în gol este valabilă relația:

$$P_0 = 3 (R_m + R_1) I_0^2, \quad (1)$$

de unde rezultă:

$$R_m = \frac{P_0}{3 I_0^2} - R_1 = 0,25 \Omega.$$

3. Calculul reactanței circuitului magnetizant X_m

Se va prelua formula utilizată la mașina asincronă pentru calculul reactanței ciclice proprii a inductorului, în care se înlocuiește $\frac{w^2}{p} = \frac{w}{p} w$, cu $n_c w$, deoarece aici s-a luat $q = 1$, unde n_c reprezintă numărul de conductoare ale unei faze, dintr-o creștătură:

$$X_m = X_{11} = \mu_0 \frac{2}{\pi} \omega l \tau \frac{m}{\pi} k_{w1}^2 n_c w \frac{1}{\delta}. \quad (2)$$

Pentru calculul lui X_m al ambelor inductoare se presupun cele două înfășurări așezate pe același inductor.

Întrefierul de calcul este:

$$\delta' = k_C \delta. \quad (3)$$

Coeficientul lui Carter:

$$k_C = k_{C1}^2, \quad (4)$$

deoarece întrefierul realizat este mărginit de două inductoare identice, expresia lui k_{C1} fiind:

$$k_{C1} = \frac{10\delta + t^2}{10\delta + b_n}. \quad (5)$$

În cazul motorului realizat:

$\delta = 4,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ — lungimea întrefierului;

$t_1 = 9 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ — pasul dentar;

$b_n = 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ — lățimea creștăturii.

Rezultă deci:

$$k_{C1} = 1,065,$$

$$k_C = k_{C1}^2 = 1,13,$$

$$\delta' = 5,3 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

Alte mărimi care intră în expresia lui X_m , ce trebuie cunoscute, sînt:

$m = 3$ — numărul de faze;

$\tau = 2,7 \cdot 10^{-2} \text{ m}$ — pasul polar;

(6) $k_{w1} = k_{y1} \cdot k_{p1}$ — factorul de înfășurare, în care

$k_{y1} = 1$ este factorul de scurtare,

iar:

$$k_{p1} = \frac{\sin q \frac{\alpha}{2}}{q \sin \frac{\alpha}{2}} = 1 \text{ — factorul de repartizare,}$$

egal cu unitatea, deoarece numărul de creștături pe pol și fază este:

$$q = 1.$$

Rezultă:

$$k_{w1} = 1.$$

În porțiunea centrală, complet bobinată, avem pe o fază, pentru înfășurarea echivalentă:

$$w'_{11} = 2w_{11} = 2 \cdot 240 = 480 \text{ spire,}$$

și:

$$n'_{c1} = 2n_{c1} = 2 \cdot 120 = 240 \text{ conductoare, într-o creștătură.}$$

Pentru ambele porțiuni marginale semibobinate avem:

$$w'_{12} = 2w_{12} = 2 \cdot 120 = 240 \text{ spire,}$$

și:

$$n'_{c2} = 2n_{c2} = 2 \cdot 60 = 120 \text{ conductoare.}$$

Rezultă pentru ambele inductoare:

$$X_m = \mu_0 \frac{2}{\pi} \omega l \tau \frac{m}{\pi} k_{w1}^2 \frac{1}{\delta} (w'_{11} n'_{c1} + w'_{12} n'_{c2}), \quad (7)$$

$$X_m = 8,8 \, \Omega.$$

4. Calculul reactanței de scăpări X_{s1}

4.1. *Permeanța geometrică specifică de scăpări a creștăturii*

a) *Pentru porțiunea centrală (figura 2)*

Utilizînd relația de la mașina asincronă și ținînd seama de dimensiunile creștăturii (figura 2), rezultă:

$$\lambda_{c1} = 2,213.$$

b) Pentru porțiunile marginale (figura 3):

$$\lambda_{c2} = 2,519.$$

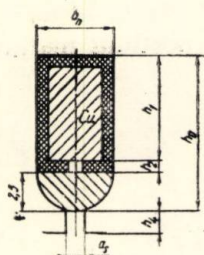


Fig. 2. Crestătura statorului în porțiunea centrală complet bobinată: $b = 5,5$ mm; $h_0 = 13$ mm; $h_2 = 0,35$ mm; $h_4 = 1,5$ mm; $a_s = 2$ mm; $h_1 \approx h_0 - h_2 - 2,5 = 10,15$ mm

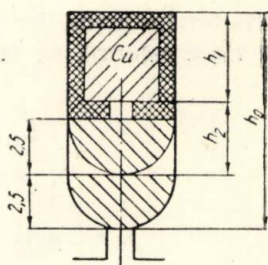


Fig. 3. Crestătura statorului în porțiunile marginale semibobinate: $h_2 = 0,35 + 2,5 = 2,85$ mm; $h_1 \approx h_0 - h_2 - 2,5 = 7,65$ mm

4.2. Permeanța geometrică specifică de scăpări a capetelor de bobină

$$\lambda_f = 0,67 q \frac{l_c - 0,64}{l}, \quad (8)$$

$$\lambda_f = 0,371.$$

4.3. Coeficientul scăpărilor diferențiale

$$\tau_\delta = \tau_d + \tau_z, \quad (9)$$

$$\tau_d \approx 0,5 \left(\frac{1}{m \cdot q} \right)^2, \quad (10)$$

$$\tau_d = 0,0555.$$

La $y = 1$, unde y reprezintă pasul bobinajului în fracțiuni, din pasul diametral, se obține din [5] figura 19, $\tau_z = 0,00215$.

Rezultă:

$$\tau_\delta = 0,05765.$$

4.4. Reactanța de scăpări a ambelor inductoare X_{s1}

$$X_{s1} = X_{c1} + X_f + X_\delta, \quad (11)$$

$$L_{c1} = 2\mu_0 l \left[\lambda_{c1} n_{c1}^2 \left(\frac{2w_{11}}{n_{c1}} + 1 \right) + \lambda_{c2} n_{c2}^2 \cdot 2 \right], \quad (12)$$

unde:

$\left(\frac{2w_{11}}{n_{c1}} + 1\right)$ reprezintă numărul creștăturilor pe fază în porțiunea centrală pentru un inductor, iar cifra 2 din al doilea termen din paranteză, numărul de creștături pe fază în ambele porțiuni marginale pentru un inductor,

$$L_{c1} = 0,022 \text{ H},$$

$$X_{c1} = \omega L_{c1} = 6,9 \Omega,$$

$$X_f = 2 \mu_0 l \omega \lambda_f \left[2n_{c1} + n_{c1} \frac{2w_{11}}{n_{c1}} \right], \quad (13)$$

$$X_f = 0,945 \Omega,$$

$$X_\delta = X_m r_\delta, \quad (14)$$

$$X_\delta = 0,507 \Omega.$$

Rezultă:

$$X_{s1} = 8,35 \Omega.$$

5. Calculul reactanței de scăpări totale primare

În lucrarea [9], pentru înfășurarea utilizată la motorul realizat, înfășurare reprezentată și în lucrarea [7], s-au obținut pentru $w = 6$ spire pe fază, inductanțele:

$$L_{uA} = L_{uB} = L_{uC} = 18 \frac{\mu_0 S}{\delta};$$

$$L_{AB} = L_{AC} = 7 \frac{\mu_0 S}{\delta};$$

$$L_{BC} = 4 \frac{\mu_0 S}{\delta}.$$

Metoda utilizată pentru calculul inductanțelor este prezentată în lucrările [8, 9].

Ținând cont de datele motorului:

$S = 0,45 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$ — secțiunea unui dinte, considerată mărită pînă la axele a două creștături,

$$\delta = \delta' = 5,3 \cdot 10^{-3} \text{ m},$$

rezultă:

$$\frac{\mu_0 S}{\delta} = 1,068 \cdot 10^{-7} \text{ H}.$$

Se notează:

$$\frac{\mu_0 S}{\delta} = k,$$

și se calculează:

$$L_{AA} = L_{uA} + \frac{|L_{AB} + L_{AC}|}{2} = k 18 + \frac{k7 + k7}{2} = k 25,$$

$$L_{BB} = L_{uB} + \frac{|L_{BA} + L_{BC}|}{2} = k 18 + \frac{k7 + k4}{2} = k 23,5,$$

$$L_{CC} = L_{uC} + \frac{|L_{CA} + L_{CB}|}{2} = k 18 + \frac{k7 + k4}{2} = k 23,5.$$

Inductivitatea ciclică utilă în acest caz este:

$$L_{11} = \frac{1}{3}(L_{AA} + L_{BB} + L_{CC}) = k 24$$

În interpretarea de mai înainte, cele două inductoare se echivalează cu un inductor avînd $2.360 = 720$ spire pe fază, deci reactanța ciclică utilă a ambelor inductoare înseriate, este:

$$X = \omega L_{11} = 2 \pi f \cdot k 24 \left(\frac{720}{6} \right)^2, \quad (15)$$

$$X = 11,6 \, \Omega.$$

Diferența dintre această reactanță și X_m , corespunde fluxului inductor care nu participă la cuplajul magnetic, deci o vom îngloba în reactanța de scăpări primară:

$$X_{\sigma_1} = X_{s1} + (X - X_m),$$

$$X_{\sigma_1} = 11,15 \, \Omega.$$

6. Reactanța de scăpări secundară

Avînd în vedere că mediul în care se află circuitul secundar este amagnetic, rezultă că reactanța de scăpări a circuitului secundar este mică în raport cu reactanța de scăpări a circuitului primar și deci se poate neglija:

$$X_{\sigma_2} = 0,$$

și:

$$X_k = X_{\sigma_1} + C_1 X'_{\sigma_2}, \quad (17)$$

$$X_k = 11,15 \, \Omega.$$

7. Calculul lui C_1

$$\underline{C}_1 = 1 + \frac{Z_{s1}}{Z_m} = 1 + \frac{R_1 + jX_{\sigma 1}}{R_m + jX_m}, \quad (18)$$

$$C_1 = 2,3 - j 1,39.$$

8. Calculul curentului de funcționare în gol

$$\underline{I}_0 = \frac{U_1}{R_1 + R_m + j(X_{\sigma 1} + X_m)}, \quad (19)$$

$$I_0 = \frac{20}{12,8 + j 19,95},$$

$$\underline{I}_0 = 0,845 \text{ A}.$$

9. Calculul lui R'_2

În această schemă aproximativă nu se iau în considerare porțiunile din afara inductoarelor, iar armătura mobilă se consideră ca fiind o colivie cu un număr de creștături egal cu:

$$Z_2 = \frac{L_2}{\Delta x} \rightarrow \infty, \quad (20)$$

unde: L_2 este lungimea armăturii mobile în porțiunea activă;

Δx — element de lungime pe armătura mobilă.

Preluăm formula uzuală de la mașina asincronă a rezistenței secundare raportate la stator, care devine în cazul motorului realizat:

$$\begin{aligned} R'_2 &= \left(\rho_{Al} \frac{1}{c \Delta x} + \rho_{Al} \frac{L_2}{\frac{L_2}{\Delta x} s_a} \frac{1}{2 \sin^2 \frac{\pi p \Delta x}{L^2}} \right) \frac{4 m (w'_1 k_w)^2}{\frac{L_2}{\Delta x}} = \\ &= \rho_{Al} \left(\frac{1}{c} + \frac{1}{2 s_a} \frac{1}{\left(\frac{\pi p}{L_2} \right)^2} \right) \frac{4 m (w'_1 k_w)^2}{L_2}. \end{aligned} \quad (21)$$

$\rho_{Al 20^\circ C} = 27,3 \cdot 10^{-9} \Omega m$, iar pentru a se ține seama de mica încălzire a armăturii mobile s-a luat $\rho_{Al} = 28,1 \cdot 10^{-9} \Omega m$.

În cazul motorului realizat:

$$p = 3,5;$$

$$w'_1 = 2.360 = 720 \text{ spire};$$

$$L_2 = 2p \tau = 7 \tau = 18,9 \cdot 10^{-2} m;$$

$$c = 3,8 \cdot 10^{-3} m - \text{grosimea armăturii mobile};$$

$s_a = 4,62 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ - secțiunea conductorului echivalent de scurt-circuitare (porțiunea externă a armăturii mobile în raport cu inductorul, pe o parte a mașinii, mai mare decât semilățimea statorului [9]);

$$R'_s = 12,7 \, \Omega.$$

10. Calculul schemei echivalente

S-a calculat:

$$\underline{C}_1 Z_m = 12,8 + j 19,95,$$

$$\underline{C}_1 R_1 = 28,9 - j 17,45,$$

$$j \underline{C}_1 X_k = 15,5 + j 25,6,$$

$$\underline{C}_1^* R'_s = 42,8 - j 81,2,$$

$$\underline{C}_1 R_1 + j \underline{C}_1 X_k + \underline{C}_1^* \frac{R'_s}{s} = 44,4 + \frac{42,8}{s} + j \left(8,15 - \frac{81,2}{s} \right).$$

Curentul prin ramura de magnetizare este conform relației (19):

$$\underline{I}_0 = \frac{20 (12,8 - j 19,95)}{562} = 0,455 - j 0,71,$$

iar prin cealaltă ramură:

$$\underline{I}_{12} = \frac{\underline{U}_1}{\underline{C}_1 R_1 + j \underline{C}_1 X_k + \underline{C}_1^* \frac{R'_s}{s}} \quad (22)$$

$$\underline{I}_{12} = \frac{20}{44,4 + \frac{42,8}{s} + j \left(81,5 - \frac{81,2}{s} \right)}.$$

Relația între curenți este:

$$\underline{I}_1 = \underline{I}_0 + \underline{I}_{12}. \quad (23)$$

Pentru diferite valori ale alunecării s se obține:

$$s = 0 \rightarrow \underline{I}_{12} = 0 \rightarrow \underline{I}_1 = 0,455 - j 0,71 \rightarrow I_1 = 0,845 \text{ A};$$

$$s = 0,25 \rightarrow \underline{I}_{12} = 0,041 + j 0,046 \rightarrow \underline{I}_1 = 0,496 - j 0,664 \rightarrow$$

$$I_1 = 0,828 \text{ A};$$

$$s = 0,5 \rightarrow \underline{I}_{12} = 0,11 + j 0,0685 \rightarrow \underline{I}_1 = 0,565 - j 0,642 \rightarrow$$

$$I_1 = 0,856 \text{ A};$$

$$s = 0,75 \rightarrow \underline{I}_{12} = 0,185 + j0,048 \rightarrow \underline{I}_1 = 0,64 - j0,662 \rightarrow$$

$$I_1 = 0,92 \text{ A};$$

$$s = 1 \rightarrow \underline{I}_{12} = 0,23 \rightarrow \underline{I}_1 = 0,68 - j0,71 \rightarrow I_1 = 0,983 \text{ A}.$$

Dependența $I_1 = f(s)$ este reprezentată în figura 4.

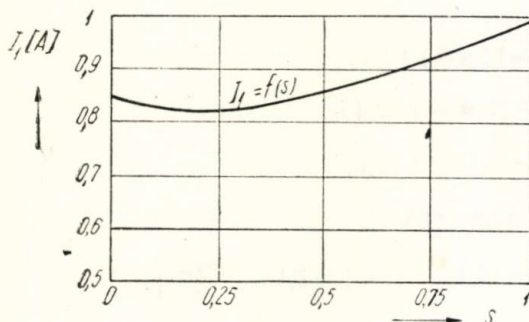


Fig. 4. Dependența $I_1 = f(s)$.

Din încercările experimentale s-au determinat curenții pe cele trei faze, la diferite sarcini, observându-se că pentru diferite sarcini, nu variază valorile eficace ale acestor curenți ci doar defazajul acestora în raport cu tensiunile pe fază. Făcându-se media acestor curenți, rezultă:

$$I_{med} = \frac{I_A + I_B + I_C}{3} = \frac{0,89 + 0,91 + 0,87}{3} = 0,89 \text{ A}.$$

Comparînd rezultatul experimental cu cel obținut prin calcul, se poate trage concluzia că schema echivalentă luată în considerare este convenabilă în practică.

Bibliografie

- [1]. BROMKAMP, K.-H.: *Elektromagnetische Wanderfelder flacher Drehstrominduktoren und ihre elektrodynamischen Wirkungen*. Dissertation, Technische Hochschule Aachen, 1961.
- [2]. SCHUSTER, E.-M.: *Unsymmetrien im Stromsystem beim Leerlaufbetrieb flacher linearer Induktionspumpen*. Dissertation, Teil I und Teil II, Technische Universität Dresden, 1964.
- [3]. RICHTER, R.: *Mașini electrice*. Vol. I. București, Editura tehnică (traducere din limba germană după ediția a doua), 1958.
- [4]. RICHTER, R.: *Mașini electrice*. Vol. IV. București, Editura tehnică (traducere din limba germană după ediția a doua, revăzută și adăugită), 1960.
- [5]. POSTNIKOV, L. M.: *Proiectarea mașinilor electrice*. București, Editura energetică de stat (traducere din limba rusă), 1954.
- [6]. NICOLAIDE, A.: *Elementele teoriei și calculului mașinilor electrice rotative*. Institutul politehnic Brașov, 1969.
- [7]. DÎMBOIU, E.: *Studiul cîmpului electromagnetic în întrefierul și*

în miezul statorului unui motor liniar cu câmp mobil. Electrotehnica, nr. 3, 1970, p. 77—83.

- [8]. NICOLAIDE, A., DÎMBOIU, E.: *Calculul inductanțelor înfășurărilor de curent alternativ plane. Studii și cercetări de energetică și electrotehnică*, t. 20, nr. 3, 1970, p. 633—654.

- [9]. DÎMBOIU, E.: *Contribuții la studiul motorului liniar plan cu*

câmp mobil. Teză de doctorat, Institutul politehnic Brașov, 1970.

- [10]. DÎMBOIU, E.: *Instalație experimentală pentru ridicarea unor caracteristici ale motoarelor liniare plane cu câmp mobil*. Electrotehnica, nr. 5, 1971, p. 172—174.

- [11]. ANCEL, J., FAURE, A.: *Variantes d'exécution du moteur linéaire suivant les applications*. Revue générale de l'électricité, t. 80, nr. 2, 1971, p. 135—137.



TRANSFORMATOARE DE IMPULSURI PENTRU COMANDA TIRISTOARELOR

I. MATLAC, I. SZÉKELY, M. CERNAT

În lucrare, pornind de la studiile făcute asupra transformatoarelor de impulsuri folosite în radiotehnică, se analizează funcționarea și particularitățile transformatoarelor de impulsuri pentru comanda tiristoarelor. Se prezintă schema echivalentă completă a transformatorului de impulsuri, soluțiile ecuațiilor diferențiale și influența parametrilor electrici asupra formei impulsului de ieșire. În ultima parte a lucrării se fac recomandări privitoare la alegerea miezului magnetic și la executarea înfășurărilor.

Die Untersuchungen der in der Radiotechnik benützten Impulsübertrager, wo die Hauptforderung die Impulsformtreue des Ausgangssignals gegenüber dem Eingangssignal ist, haben die Verfasser auf den Bereich der für die Thyristorsteuerung benützten Impulsübertrager ausgedehnt.

Nachdem die Notwendigkeit von Steuerungsimpulsen festgesetzter Dauer in Abhängigkeit von der Arbeitsfrequenz des Thyristorumrichters und des Leistungsfaktors der Last erklärt

wurde, wird die allgemeine Ersatzschaltung des Impulsübertragers dargestellt. Durch bestimmte Annäherungen, die sich im Lauf der Versuche bestätigt haben, erhält man vereinfachte Ersatzschaltungen entsprechend der Steigzeit und der Konstantzeit des Steuerungsimpulses. Auf den für diese zwei Parameter des Impulses erhaltenen Lösungen fassen die Betrachtungen betreffend einige Parameter der Übertrager.

Da die Absteigzeit des Impulses keine direkte Wirkung auf den Steuerungsvorgang des Thyristors hat, ist sie nicht besonders untersucht worden.

Im letzten Abschnitt werden Bemerkungen betreffend den Bau der für die Thyristorsteuerung benützten Impulsübertrager gemacht: es werden Arten von benützten Kernen erwähnt, der besondere Hysteresiszyklus, auf welchen die Impulsübertrager wirken und Lösungen betreffend die Herstellung von Wicklungen.

Zum Schluss werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen mitgeteilt.

Tiristoarele ca elemente de comutație statică, cu numeroase avantaje față de elementele clasice cu vid, gaz sau mercur, sint utilizate pe scară din ce în ce mai largă. Aplicațiile lor în scheme de convertire a energiei electromagnetice, în care tiristoarele comută circuite cu caractere variind de la pur rezistiv pînă la pronunțat inductiv sau capacitiv, pun probleme din cele mai variate circuitelor de comandă.

În multe cazuri se impune separarea galvanică a circuitului de putere față de cel de comandă. Transformatoarele de impulsuri îndeplinesc, pe lângă alte avantaje, și acest deziderat.

1. Forma și durata semnalului de comandă

În literatura de specialitate se tratează transformatoarele de impulsuri sub aspectul aplicațiilor lor în domeniul radiotehnicii, unde impulsurile au durate de ordinul microsecundelor și frecvență de repetiție pînă la ordinul megaherților, iar cerința principală este de a reproduce cît mai fidel la ieșire forma semnalului de intrare. Transformatoarele de impulsuri din schemele pentru comanda tiristoarelor trebuie să îndeplinească alte condiții decît cele de mai sus.

În majoritatea schemelor se impune ca frontul impulsului să fie cît mai abrupt. Pante abrupte se pot obține cu două tipuri de transformatoare:

- transformatoare de impulsuri cu saturație;
- transformatoare de impulsuri propriu-zise.

Aria de utilizare a fiecărui tip este impusă de caracterul sarcinii. Astfel, cînd tiristoarele comută circuite cu caracter practic rezistiv (redresoare pentru încărcarea bateriilor de acumulare, iluminat) comanda lor se poate efectua cu transformatoare de impulsuri cu saturație, care dau impulsuri sub formă de vîrf, de durată scurtă (zeci de microsecunde) chiar dacă sînt alimentate cu tensiuni sinusoidale. Recomandări privind dimensionarea lor sînt date în [1].

În cazul general cînd circuitul de sarcină al convertorului cu tiristoare are caracter pronunțat inductiv (motoare, cuptoare cu inducție), defazajul dintre tensiune și curent fiind variabil în decursul funcționării, momentul declanșării impulsului de comandă se stabilește de obicei în raport cu tensiunea. Astfel impulsul de comandă trebuie să aibă durată cel puțin egală cu timpul necesar pentru ca curentul prin tiristor să depășească valoarea I_H :

$$\Theta \geq \frac{I_H}{di/dt} \quad (1)$$

Pentru o aprindere fermă este necesar ca semnalul de comandă să aibă un vîrf pronunțat de valoare (3—4) I_{co} , de scurtă durată (figura 1), care să pună în conducție tiristorul și un palier de valoare mult mai mică (I_c) care să asigure starea deschisă a tiristorului, pînă cînd curentul prin tiristor, defazat în urma tensiunii, atinge cel puțin valoarea I_H . După acest moment semnalul de comandă poate înceta.

Durata impulsului de comandă în cazul unei sarcini pur inductive (defazaj de 90° electrice între tensiune și curent), la frecvența de 1000 Hz, este cel puțin de 250 μs . Această durată este mult superioară duratei de cîteva μs , tratată la transformatoarele de impulsuri în radiotehnică. Realizarea unor semnale cît mai abrupte este și mai necesară

la comanda tiristoarelor care lucrează în convertoare de frecvență ridicată (până la zeci de kHz), deoarece timpul de deblocare al tiristorului este cu atât mai redus, cu cât semnalul de comandă este mai abrupt, deci se reduce timpul afectat proceselor tranzitorii legate de intrarea în conducție a ventilului.

2. Scheme echivalente ale transformatoarelor de impulsuri

La schemele complexe de convertoare cu tiristoare, formarea și sincronizarea impulsurilor de comandă se face cu scheme electronice, urmînd ca în

etajul final să se introducă transformatorul de impulsuri, la intrarea căruia astfel se aplică semnale practic dreptunghiulare, ipoteză care se păstrează și în analiza fenomenelor tranzitorii din transformator.

Circuitul de sarcină al transformatorului este constituit din circuitul de comandă al tiristorului. Acesta va fi reprezentat printr-o rezistență legată în serie cu o diodă ideală. Se poate face aproximația că rezistența de sarcină a transformatorului de impulsuri este egală cu rezistența statică a diodei electrod de comandă-catod, la curenții de comandă I_{co} .

Schema echivalentă a transformatorului de impulsuri derivă din schema echivalentă a unui transformator obișnuit, cu diferența că se ține cont de capacitățile parazite ale înfășurărilor (figura 2).

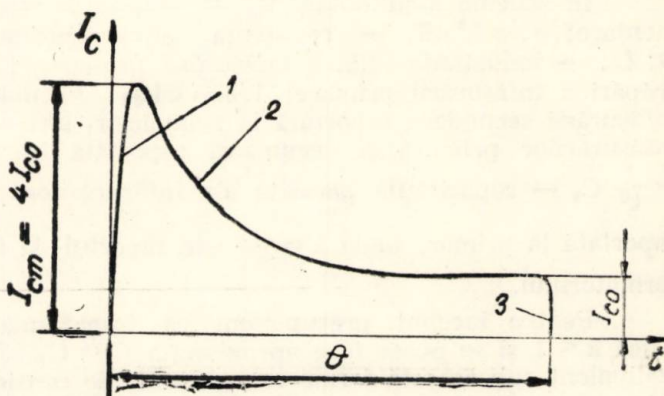


Fig. 1. Forma recomandată a impulsului de comandă
1. — frontul anterior; 2. — palierul; 3. — frontul posterior

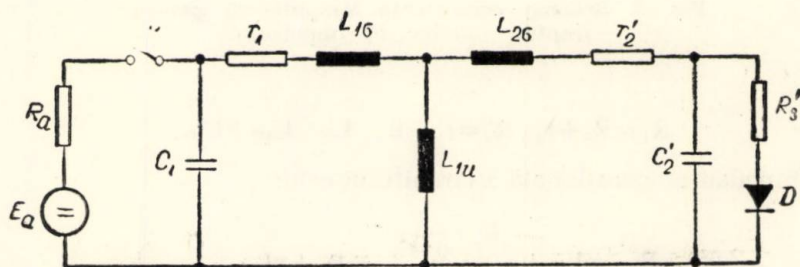


Fig. 2. Schema echivalentă completă a transformatorului de impulsuri

În figura de mai sus toate mărimile secundare s-au raportat la primar, iar semnalul de intrare a fost înlocuit cu o sursă de tensiune continuă E_a care se conectează periodic la transformator, prin închiderea unui comutator.

În schemă s-au notat: R_a — rezistența internă a sursei de alimentare; $R'_s = k^2 \cdot R_s$ — rezistența statică raportată la primar a diodei D; $L_{1\sigma}$ — inductanța utilă a înfășurării primare; $L_{1\sigma}$ — inductanța de scăpări a înfășurării primare; $L'_\sigma = k^2 L_{2\sigma}$ — inductanța de scăpări a înfășurării secundare raportată la primar; r_1 și $r'_2 = k^2 r_2$ — rezistențele înfășurărilor primară și secundară raportată la primar; C_1 și $C'_2 = \frac{1}{k^2} C_2$ — capacitățile parazite ale înfășurărilor primară și secundară raportată la primar, unde $k = \frac{w_1}{w_2}$ este raportul de transformare a transformatorului.

Pentru început presupunem că transformatorul este ridicător, adică $k < 1$ și se poate face aproximația $C'_2 \gg C_1$. Rezolvarea circuitului echivalent sub această formă este dificilă. Se consideră, de aceea, diverse scheme simplificate pentru diferitele porțiuni ale semnalului studiat.

2.1. Frontul anterior al impulsului

La o construcție îngrijită a transformatorului, inductanțele de scăpări sînt mult inferioare inductanței utile. Deoarece stabilirea tensiunii primare este instantanee, procesul de stabilire a tensiunii secundare este foarte rapid. De aceea inductanța $L_{1\sigma}$ se poate neglija în raport cu inductanțele de scăpări. Schema echivalentă devine:

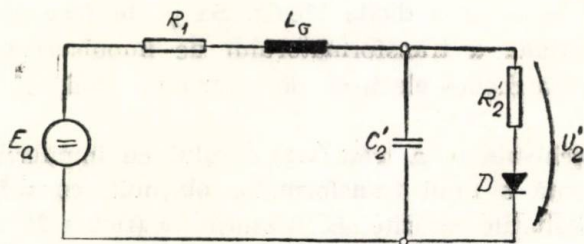


Fig. 3. Schema echivalentă simplificată pentru frontul anterior al impulsului

unde:

$$R_1 = R_a + r_1; R'_2 = r'_2 + R'_s; L_\sigma = L_{1\sigma} + L'_\sigma.$$

Impedanța operațională a circuitului este:

$$Z(p) = R_1 + pL_\sigma + \frac{R'_2 \cdot \frac{1}{p \cdot C'_2}}{R'_2 + \frac{1}{p \cdot C'_2}} = R_1 + pL_\sigma + \frac{R'_2}{1 + pR'_2C'_2}.$$

Căutînd tensiunea la bornele sarcinii, se obține:

$$U_2'(p) = \frac{E_a}{p} \frac{\frac{R_2' \cdot \frac{1}{p \cdot C_2'}}{R_2' + \frac{1}{p \cdot C_2'}}}{R_1 + pL\sigma + \frac{R_2'}{1 + pR_2'C_2'}} = \frac{E_a}{L\sigma \cdot C_2'} \cdot \frac{1}{p} \frac{1}{p^2 + \frac{R_2' \cdot R_1 \cdot C_2' + L\sigma}{R_2'C_2'L\sigma} p + \frac{R_2' + R_1}{R_2' \cdot C_2' \cdot L\sigma}}$$

Numitorul arată că avem un circuit de ordinul doi, ai cărui parametri sînt:

— pulsația proprie:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{R_2' + R_1}{R_2' \cdot C_2' \cdot L\sigma}}; \quad (2)$$

— coeficientul de amortizare:

$$\xi = \frac{1}{2\omega_0} \frac{R_2'R_1C_2' + L\sigma}{R_2' \cdot C_2' \cdot L\sigma} = \frac{1}{2} \frac{R_2' \cdot R_1 \cdot C_2' + \sigma}{\sqrt{R_2' \cdot C_2' \cdot L\sigma} (R_1 + R_2')}. \quad (3)$$

Valoarea finală a tensiunii U_2' se obține pentru $p = 0$:

$$U_{2f}' = \frac{E_a}{L\sigma \cdot C_2'} \cdot \frac{R_2' \cdot C_2' \cdot L\sigma}{R_2' + R_1} = E_a \frac{R_2'}{R_1 + R_2'}.$$

Funcție de valoarea coeficientului de amortizare sînt trei regimuri, pentru care soluțiile sînt următoarele:

a) regimul aperiodic amortizat pentru $\xi > 1$:

$$u_2'(t) = U_{2f}' \left[1 - \frac{T_1}{T_1 - T_2} e^{-t/T_1} + \frac{T_2}{T_1 - T_2} e^{-t/T_2} \right], \quad (4)$$

unde:

$$T_1 = \frac{1}{\omega_0 \xi - \omega_0 \sqrt{1 - \xi^2}}; \quad T_2 = \frac{1}{\omega_0 \xi + \omega_0 \sqrt{1 - \xi^2}}.$$

b) regimul aperiodic critic pentru $\xi = 1$:

$$u_2'(t) = U_{2f}' [1 - (\omega_0 t + 1) \cdot e^{-\omega_0 t}] \quad (5)$$

c) regimul oscilatoriu amortizat pentru $\xi < 1$:

$$u_2'(t) = U_{2f}' \left[1 - \frac{1}{\sqrt{1 - \xi^2}} e^{-\xi \omega_0 t} \cdot \cos(\omega_0 \sqrt{1 - \xi^2} t - \varphi) \right], \quad (6)$$

unde:

$$\sin \varphi = \xi; \quad \cos \varphi = \sqrt{1 - \xi^2}.$$

Curbele tensiunii secundare pentru cele trei regimuri sînt reprezentate în figura 4.

Examinînd soluțiile de mai sus se poate constata că regimul periodic amortizat are avantajul unei pante abrupte, dar dezavantajul unei supraoscilații pronunțate, pe cînd regimurile aperiodice au avantaje și dezavantaje opuse regimului precedent. Un compromis între cele două

cerințe se poate realiza pentru valorile coeficientului de amortizare cuprinse între $0,7 < \xi < 1$, deci situat în domeniul regimului oscilatoriu.

Analizînd expresia coeficientului de amortizare, rezistențele R_1 și R'_2 fiind impuse, rezultă că singurul parametru de care depinde ξ este inductanța de scăpări L_{σ} . În consecință, pentru obținerea unor pante cît mai abrupte, deci valori scăzute ale lui ξ , trebuie reduse inductanțele de scăpări.

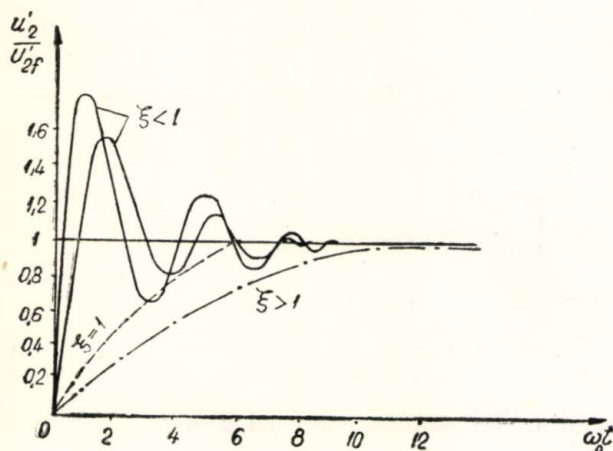


Fig. 4. Variația frontului anterior al tensiunii secundare

2.2. Palierul impulsului

Pe durata palierului impulsului sursa de tensiune continuă este în continuare conectată la intrarea transformatorului. Procesul tranzitoriu fiind un proces lent, se pot neglija capacitățile parazite ale înfășurărilor și inductanțele de scăpări. Schema echivalentă simplificată este dată în figura 5.

Acesta este un circuit de ordinul 1, a cărui impedanță operațională este :

$$Z(p) = R_1 + \frac{p \cdot L_{lu} \cdot R'_2}{R'_2 + p \cdot L_{lu}}$$

Tensiunea secundară raportată la primar are expresia :

$$U'_2(p) = \frac{E_a}{p} \cdot \frac{\frac{p \cdot L_{lu} \cdot R'_2}{R'_2 + p \cdot L_{lu}}}{R_1 + \frac{p \cdot L_{lu} \cdot R'_2}{R'_2 + p \cdot L_{lu}}} = E_a \cdot \frac{R'_2}{R_1 + R'_2} \cdot \frac{1}{p + \frac{R_1 \cdot R'_2}{L_{lu} (R_1 + R'_2)}}$$

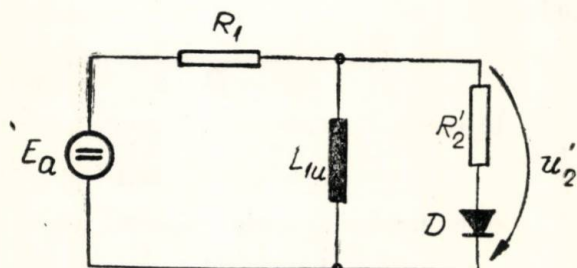


Fig. 5. Schema echivalentă simplificată pentru palierul impulsului.

Notind cu:

$T_p \quad L_{lu} \frac{R_1 + R'_2}{R_1 \cdot R'}$ constanta de timp a procesului tranzitoriu, se obține soluția (în original):

$$u'_2(t) = E_a \frac{R'_2}{R_1 + R'_2} e^{-t/T_p}, \quad (7)$$

adică tensiunea secundară descrește exponențial cu constanta de timp T_p .

Dacă se impune o anumită formă a palierului, se impune constanta de timp, deci și L_{lu} , și funcție de aceasta se poate alege fie un anumit material pentru circuitul magnetic, cunoscând numărul de spire primare w_1 , fie numărul de spire primare avind un anumit miez feromagnetic la dispoziție.

Efectuind studiul frontului posterior al impulsului de ieșire [2], acesta rezultă descrescător, avind un vîrf în domeniul tensiunilor negative. Datorită diodei D, conectată în schema echivalentă, curenții negativi sînt anulați de rezistența inversă infinită a acestei diode. Pe de altă parte deoarece tiristorul odată aprins nu poate fi stins prin intermediul electrodului de comandă, nu are importanță deosebită studiul frontului posterior al impulsului, care poate avea orice pantă, fără a deranja procesul de comandă a tiristorului.

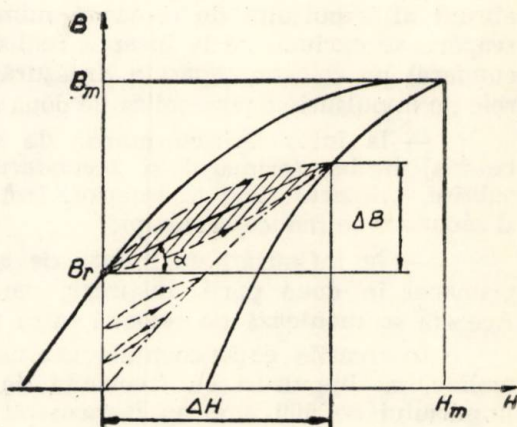


Fig. 6. Mecanismul stabilirii ciclului histerezis limită la funcționarea transformatoarelor de impulsuri.

3. Construcția transformatorului

La alegerea materialelor pentru transformatorul de impulsuri și la executarea bobinajelor trebuie avute în vedere concluziile teoretice obținute mai sus.

Pentru a menține palierul impulsului în limitele impuse, este necesar ca miezul magnetic să nu lucreze în zona de saturație. Magnetizarea și revenirea au loc pe cicluri speciale de histerezis (figura 6).

Dacă miezul se saturează, impulsul se anulează înainte de a fi asigurat stabilirea curentului de menținere I_H prin tiristor.

Miezurile uzuale sînt de formă toroidală, profil E sau dreptunghiulară. La aceste miezuri inductanța utilă primară se calculează cu relația:

$$L_{lu} = w_l^2 \Lambda_u = w_l^2 \frac{S}{\mu \cdot l + \mu_0 \cdot \delta}, \quad (8)$$

unde: S — secțiunea miezului, l — lungimea liniei medii de cîmp magnetic, δ — întrefierul parazit al circuitului magnetic, $\mu = \frac{\Delta B}{\Delta H}$, care se determină din caracteristica de magnetizare a materialului feromagnetic ales, avînd în vedere ciclul de funcționare.

Materialele recomandate de literatura de specialitate [1], [5] sînt tolele de oțel silicios din seria E, de grosime 0,1...0,35 mm materiale speciale (permalloy de diverse mărci) sau ferite cu caracteristică tip izoperm.

Avînd în vedere faptul că se poate asigura un front suficient de abrupt al impulsului de comandă numai prin reducerea inductanței de scăpări, se exclude de la început realizarea înfășurărilor (primară și secundară) pe coloane separate. Înfășurări speciale pentru transformatoarele de impulsuri se pot realiza pe două căi:

— la înfășurări cu număr de spire relativ mic, se execută fie bobinaj bifilar (primarul și secundarul se întrepătrund), fie în strat subțire, primarul fiind în interior. Izolația față de miez și între primar și secundar se reduce la minim;

— la înfășurări cu număr de spire mai mare, se poate executa primarul în două părți distincte, iar secundarul dintr-una singură. Aceasta se montează pe coloană între cele două semibobine primare.

Încercările experimentale efectuate pe miezuri de ferită și permalloy, cu impulsuri cu frecvență de repetiție de 1000 Hz și durata impulsului de 500 μ s, au demonstrat că la executarea bobinajului pe carcasă clasică de carton gros, frontul are durata de 150 μ s, pe cînd cu execuție specială în straturi strînse, cu reducerea izolației la minimum posibil, durata frontului s-a redus la 25 μ s, palierul avînd în ambele cazuri aceeași formă.

Bibliografie

- [1]. ERMOLIN, N. P.: *Rascet transformatorov maloi moșcinosti*. Energia, Leningrad, 1969.
- [2]. MILLMAN, IA., TAUB, G.: *Impulsniie transformatori*. Gosizdat, Leningrad, 1960.
- [3]. CHAUPRADE, R.: *Évolution des circuits de commande des convertisseurs de puissance à thyristors*. R.G.É. T. 29 nr. 7, 1970, p. 577—589.
- [4]. SCHULTE, R., LIPPERN, W.: *Dimensionierung von Impuls-übertragern*. Internationale Elektronische Rundschau, nr. 2, febr. 1969, p. 51—55.
- [5]. CEDIGHIAN, S.: *Ferite*. Editura tehnică București, 1966.

ARBRE ELECTRIQUE A MOTEURS PRINCIPAUX ASYNCHRONES ET A MACHINES AUXILIAIRES ASYNCHRONES EN COURTCIRCUIT EN REGIME DE FREINAGE DYNAMIQUE

GH. MARGA

Arborele electric care utilizează mașini auxiliare asincrone în regim de frinare dinamică reprezintă un arbore electric de compensare. Acest nou tip de arbore nu are legături electrice de forță între rotoarele mașinilor auxiliare.

Modificarea caracteristicilor mecanice impusă de diferența sarcinilor aplicate celor două grupe de mașini ale arborelui se realizează prin intermediul unui traductor unghiular și a amplificatoarelor statice.

Arborele electric de compensare fiind un sistem automat de urmărire, este necesară verificarea stabilității. Fără adăugarea unor elemente suplimentare necesare măririi rezervei de stabilitate, capacitatea de încărcare, determinată de coeficientul de elasticitate al noului tip de arbore, performanțele arborelui sînt relativ reduse.

Cunoașterea funcției de transfer a elementelor componente și a sistemului închis al arborelui permite deter-

minarea structurii și a parametrilor circuitelor de corecție care să asigure performanțe similare arborelui electric cu mașini auxiliare ale căror rotoare sînt cuplate electric.

Mașinile auxiliare asincrone pot fi cu rotoarele în scurtcircuit sau cu rotoarele bobinate.

L'arbre électrique qui utilise des machines auxiliaires asynchrones en régime de freinage dynamique, représente un arbre électrique de compensation. Il n'a pas des liaisons électriques de force entre les rotors des machines auxiliaires.

La modification des caractéristiques mécaniques imposée par la différence des charges des deux groupes de machines de l'arbre se réalise au moyen du tracteur angulaire et des amplificateurs statiques. L'augmentation de la capacité de chargement de l'arbre se réalise par l'introduction des circuits de correction.

Introduction

L'arbre électrique sans liaisons électriques de puissance entre rotors peut être réalisé avec deux ou quatre machines électriques à courant continu, ou à courant alternatif.

La modification des caractéristiques mécaniques des deux groupes de machines se réalise par la modification de l'excitation ou de la

tension d'alimentation des induits des machines à courant continu et de la fréquence d'alimentation des machines à courant alternatif. L'arbre électrique qui utilise des machines auxiliaires en court-circuit freinées en régime dynamique, commandées par un traducteur angulaire, représente un nouveau type d'arbre.

1. L'arbre électrique à machines auxiliaires asynchrones à bagues dont les rotors sont couplés électriquement

La rotation synchrone des deux groupes de machines de l'arbre électrique, chargées par des charges différentes, est possible grâce à l'apparition des couples supplémentaires M_a , l'un des couples étant le couple moteur et l'autre le couple de freinage. Les deux couples de puissance M_a des machines auxiliaires sont proportionnels avec l'angle de décalage entre les rotors des machines auxiliaires. L'addition algébrique des couples supplémentaires M_a et des couples M_p des moteurs principaux d'entraînement détermine les équations:

$$M_1 = M_p + M_{a1}, \quad (1)$$

$$M_2 = M_p - M_{a2}. \quad (2)$$

En fonction de l'angle de décalage $\Delta\varphi$ entre les rotors, la fig. 1 montre les caractéristiques mécaniques $\frac{n}{n_s} = f(M_1)$ et $\frac{n}{n_s} = f(M_2)$ des deux groupes de machines de l'arbre électrique. Si $\Delta\varphi = 0$, les caractéristiques coïncident parce que les moteurs principaux sont identiques.

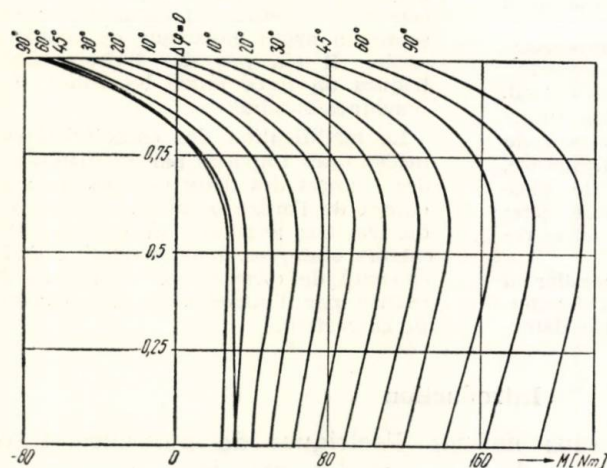


Fig. 1. Les caractéristiques mécaniques $\frac{n}{n_s} = f(M)$ correspondantes aux différentes valeurs de l'angle de décalage $\Delta\varphi$ entre les rotors de l'arbre électrique à machines auxiliaires asynchrones en couplage électrique

Le changement du sens de l'angle de décalage entre les rotors des machines auxiliaires, change, simultanément, les sens des couples

des machines auxiliaires, de sorte que pour la même valeur de l'angle de décalage, mais de sens différents, les caractéristiques mécaniques des deux groupes de machines changent réciproquement leur positions.

2. Arbre électrique à moteurs principaux asynchrones et à machines auxiliaires asynchrones en régime de freinage dynamique

La modification des caractéristiques mécaniques des deux groupes de machines de l'arbre, peut être réalisée en remplaçant les deux machines asynchrones dont les rotors sont liés par couplage électrique, par deux machines asynchrones en court circuit qui fonctionnent en régime de freinage dynamique.

La commande du freinage est réalisée par un traducteur angulaire en fonction de l'angle de décalage $\Delta\varphi$ entre les rotors de l'arbre.

Le chargement d'une partie de l'arbre par un couple de puissance résistant supérieur au chargement de l'autre partie de l'arbre, impose le chargement supplémentaire de la partie moins chargée de l'arbre sans perdre le synchronisme de la rotation. Le chargement supplémentaire de la partie moins chargée de l'arbre est réalisé par une machine auxiliaire asynchrone en régime de freinage dynamique, l'autre machine restant inactive. Le changement de la charge maximale de l'autre partie de l'arbre, détermine le changement du sens de l'angle de décalage qui change le régime de freinage dynamique sur l'autre machine auxiliaire. La fig. 2 montre le schéma de principe de ce type d'arbre électrique.

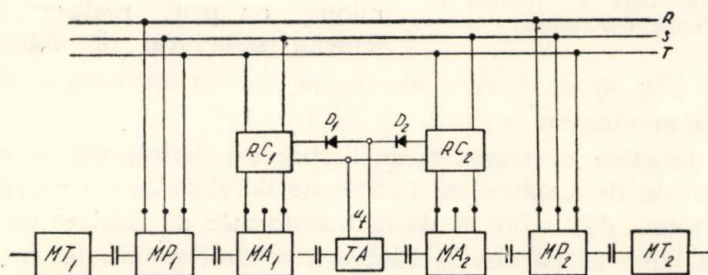


Fig. 2. Le schéma de principe de l'arbre électrique à machines auxiliaires asynchrones en régime dynamique

Les charges différentes déterminées par les deux machines de travail MT_1 et MT_2 torsionnent l'arbre avec l'angle de décalage $\Delta\varphi$ proportionnel avec la différence des charges.

La tension de sortie u_2 du traducteur angulaire TA, influence seulement le redresseur commandé RC du groupe de machines moins chargé, le couple de freinage de la machine auxiliaires MA alimentée par le redresseur RC étant proportionnel avec l'angle de décalage $\Delta\varphi$.

Le freinage sélectif de la partie moins chargée de l'arbre est réalisé par les diodes D_1 et D_2 .

La fig. 3 montre les caractéristiques mécaniques résultantes $n/n_s = f(M)$ du moteur d'entraînement et de la machine auxiliaire d'une partie de l'arbre. La comparaison des performances des caractéristiques

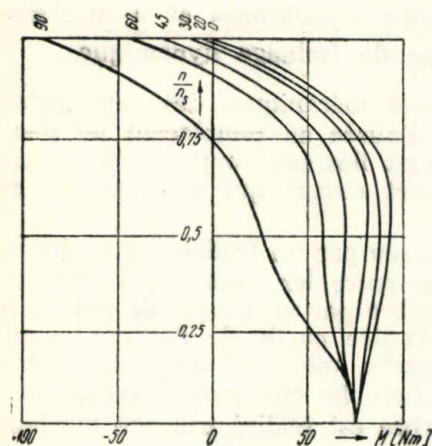


Fig. 3. Les caractéristiques mécaniques $\frac{n}{n_s} = f(M)$ correspondantes aux différentes valeurs de l'angle de décalage $\Delta\varphi$ entre les rotors de l'arbre électrique à machines auxiliaires asynchrones en régime de freinage dynamique

mécaniques de l'arbre analysé, est possible par l'analyse des figures 1 et 3, les caractéristiques calculées étant valables pour les moteurs asynchrones à bagues, tous les quatre identiques, de type M_2-31-6 de $P. 3 \text{ kw}$ et de $n_n = 940 \text{ rot/min}$.

3. Le schéma structural et la fonction de transfert de l'arbre électrique à moteur principaux asynchrones et à machines auxiliaires asynchrones en régime de freinage dynamique

En considérant la fonction de transfert $Y_m(p)$ et le schéma équivalent du moteur [2] dans ce cas en régime de moteur d'entraînement, la fonction de transfert $Y_f(p)$ et le chronne en régime de freinage dynamique, on peut réaliser le schéma

schéma structural du moteur asynstructural (fig. 4) de l'arbre électrique, en tenant compte du schéma de principe montré par la fig. 2.

La fonction de transfert de l'arbre est définie par le rapport de la transformée de Laplace de l'angle de décalage $\Delta\varphi(p) = \varphi_1(p) - \varphi_2(p)$ entre les rotors de l'arbre et de la transformée de Laplace de la charge $\Delta M_r(p)$ de l'une de parties de l'arbre à conditions initiales nulles.

En considérant la charge d'une seule partie de l'arbre électrique, par exemple ΔM_{r1} et tenant compte que $\Delta\omega_{s1} = \Delta\omega_{s2} = 0$ le schéma structural montré dans la fig. 4 se simplifie, et après quelques transformations structurales on obtient le schéma structural montré dans la fig. 5.

L'augmentation de l'angle de rotation $\Delta\varphi_1$ par rapport à un système de référence fixe, déterminée par la charge ΔM_{r1} du groupe de machines 1, détermine le schéma structural montré dans la fig. 5.

$$\Delta\varphi_{11}(p) = \frac{k_{m1}}{pT_{m1} + Y_{m1}(p)k_{m1}} \frac{1}{p} \Delta M_{r1}(p), \quad (3)$$

où $k_{m1} = \frac{1}{\frac{1}{d_{p1}} + \frac{\Omega_1}{M_{st1}}} = \frac{\Omega_1}{M_{st1}}$ représente le coefficient de transfert du moteur d'entraînement ou l'inverse de la pente de la caractéristique mécanique du moteur d'entraînement.

$T_{m1} = J_1 \frac{\Omega_1}{M_{st1}} = \frac{J_1}{d_{p1}}$ — la constante électromécanique de temps du moteur d'entraînement;

J_1 — le moment d'inertie résultant des parties tournantes du groupe de machines 1;

$Y_{m1}(p) = \frac{1}{1 + pT'_{r1}}$ — la fonction de transfert du couple $\Delta M_{m1}(p)$ du moteur d'entraînement par rapport à la variation du glissement $\Delta g(p)$;

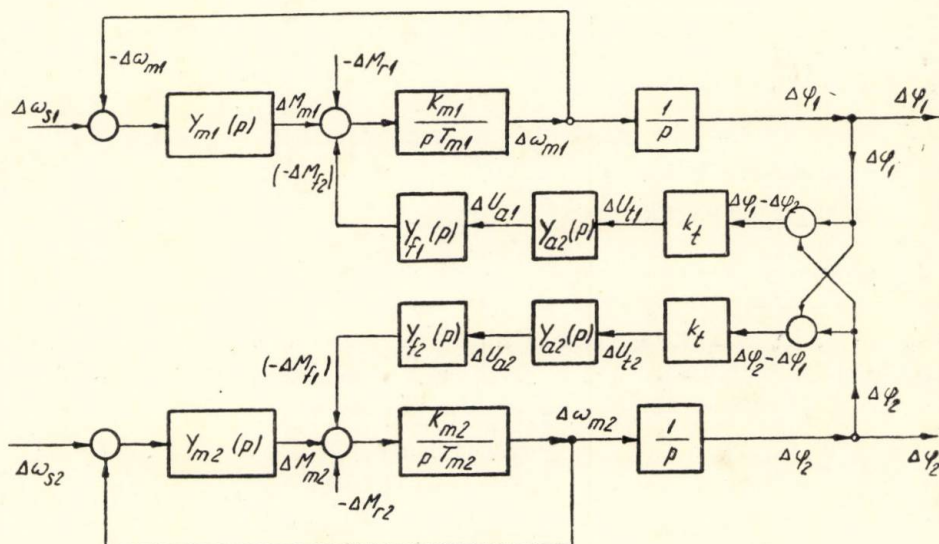


Fig. 4. Le schéma structural de l'arbre électrique qui utilise des machines auxiliaires asynchrones en régime de freinage dynamique

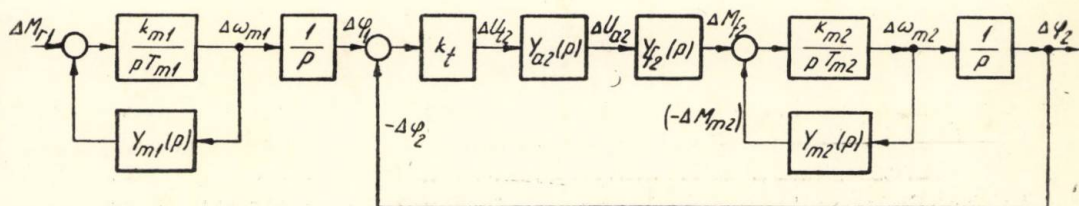


Fig. 5. Le schéma structural simplifié de l'arbre électrique à machines auxiliaires asynchrones en régime de freinage dynamique déterminé par le chargement unilatéral de l'arbre.

$T'_{r1} = \frac{L'_r}{r_r}$ — la constante électromagnétique transitoire de temps du circuit du rotor du moteur d'entraînement L'_r et r_r — l'inductance transitoire et la résistance du rotor.

En utilisant le même schéma simplifié de l'arbre on obtient également l'augmentation de l'angle de rotation $\Delta\varphi_2$:

$$\begin{aligned}\Delta\varphi_{21}(p) &= \frac{k_{m2} k_t Y_{a2}(p) Y_{f2}(p)}{[pT_{m2} + Y_{m2}(p) k_{m2}] p + k_{m2} k_t Y_{a2}(p) Y_{f2}(p)} \Delta\varphi_1(p) = \\ &= \frac{k_{m2} k_t Y_{a2}(p) Y_{f2}(p)}{[pT_{m2} + Y_{m2}(p) k_{m2}] p + k_{m2} k_t Y_{a2}(p) Y_{f2}(p)} \frac{k_{m1}}{pT_{m1} + Y_{m1}(p) k_{m1}} \frac{1}{p} \Delta M_{r1}(p),\end{aligned}\quad (4)$$

où k_t représente le coefficient de transfert du traducteur angulaire T.A.

$Y_{a2}(p)$ — la fonction de transfert de l'amplificateur du groupe 2
 $Y_{f2}(p) = \frac{M_{f2}}{U_{a2}} \frac{(1+pT_{rf})^2 + 1 + 2\omega_{a2} T_{rf}^2}{(1+pT_{rf})^2 + \omega_{a2}^2 T_{rf}^2}$ — la fonction de transfert du couple de freinage de la machine auxiliaire M_{a2} par rapport à la tension d'alimentation U_{a2} de l'excitation.

$T_{rf} = \frac{L_{rf}}{r_{rf}}$ — la constante électromagnétique de temps du rotor de la machine auxiliaire de freinage.

L'angle de décalage $\Delta\varphi_1(p)$ $\Delta\varphi_{21}(p) - \Delta\varphi_{11}(p)$ est:

$$\Delta\varphi_1(p) = \frac{[pT_{m2} + Y_{m2}(p) k_{m2}] k_{m1}}{[pT_{m1} + Y_{m1}(p) k_{m1}] \{ [pT_{m2} + Y_{m2}(p) k_{m2}] p + k_{m2} k_t Y_{a2}(p) Y_{f2}(p) \}} \Delta M_{r1}(p) \quad (5)$$

Les constantes de temps rotoriques T'_r et T_{rf} sont en général négligeables par rapport aux constantes électromécaniques de temps T_m et l'angle de décalage $\Delta\varphi_1(p)$ est obtenu sous la forme simplifiée:

$$\Delta\varphi_1(p) = \frac{(pT_{m1} + 1) k_{m1}}{(pT_{m1} + 1) [(pT_{m1} + 1) p + k_{m2} k_t Y_{a2}(p) Y_{f2}(p)]} \Delta M_{r1}(p) \quad (6)$$

En régime stationnaire, l'angle de décalage entre les rotors de l'arbre, est:

$$\Delta\varphi_{10} = \Delta\varphi_1(0) = \frac{k_{m1}}{k_{m2} k_t Y_{a2}(0) Y_{f2}(0)} \Delta M_{r10} = \frac{k_{m1}}{k_{m2} k_t k_{a2} k_{f2}} \Delta M_{r10} = c_{a1} \Delta M_{r10} \quad (7)$$

où

$$k_{f2} = \frac{M_{f2}}{U_{a2}}.$$

Les valeurs c_{a1} et respectivement c_{a2} caractérisent la capacité de l'arbre.

Si les moteurs asynchrones d'entraînement sont identiques, l'angle de décalage entre les rotors de l'arbre sera déterminé seulement par les paramètres des machines auxiliaires.

Le chargement du groupe de machines 2 avec le couple ΔM_{r2} détermine l'angle de décalage $\Delta\varphi_2(p)$:

$$\Delta\varphi_2(p) = - \frac{(pT_{m1} + 1) l_{m2}}{(pT_{m2} + 1) [(pT_{m1} + 1)p + k_{m1} k_t Y_{a1}(p) Y_{f1}(p)]} \Delta M_{r2}(p). \quad (8)$$

La déduction des expressions (6) et (8) a été réalisée en considérant qu'une seule machine auxiliaire est active, c'est à dire celle dont l'axe est moins chargé.

L'arbre électrique décrit, représente un système de réglage automatique et par conséquent, la vérification de la stabilité s'obtient en considérant les polynômes caractéristiques des relations (6) et (8).

Les conditions de fonctionnement stable de l'arbre électrique seront déterminées par l'application du critérium de stabilité de Hurwitz pour les polynômes caractéristiques des relations (6) et (8). Elles sont:

$$k_{m2} k_{a2} k_{f2} < \frac{1}{k_t} \left(\frac{1}{T_{m1}} + \frac{1}{T_{m2}} \right), \quad (9)$$

$$k_{m1} k_{a1} k_{f1} < \frac{1}{k_t} \left(\frac{1}{T_{m1}} + \frac{1}{T_{m2}} \right). \quad (10)$$

Si les moteurs principaux et respectivement les machines auxiliaires sont identiques les conditions (9) et (10) coïncident.

Si les coefficients d'élasticité c_{a1} et c_{a2} , déterminées par les conditions de stabilité (9) et (10), ont des valeurs réduites, inacceptables du point de vue de la capacité du chargement de l'arbre, il est nécessaire d'introduire des circuits de correction.

Si les fonctions de transfert ne sont pas des expressions constantes, mais des fonction de transfert du premier ordre ou d'ordre supérieur, les inégalités imposées par la stabilité sont des expressions plus complexes que celles décrites, et elles influencent négativement la capacité du chargement de l'arbre.

Par conséquent, dans ces cas, il est nécessaire d'utiliser des circuits de correction, la synthèse des ces circuits constituant un problème important à calculer.

LES RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

La vérification expérimentale du principe de l'arbre électrique en question a été obtenue par l'utilisation des machines auxiliaires asynchrones en régime de freinage dynamique et des moteurs asynchrones d'entraînement, toutes les quatre machines étant identiques, de type M₂-31-6 de $P_n = 3$ kW et de $n_n = 940$ rot/min. Deux de ces quatre machines ont été utilisées comme moteurs d'entraînement, et les deux autres ont été utilisées comme machines auxiliaires en régime de freinage dynamique.

Les machines à courant continu de type CE41N de $P_n = 3,5$ kW et de $n_n = 3000$ rot/min, ont été utilisées, l'une à charger une partie de l'arbre et l'autre à mesurer la vitesse de rotation de l'arbre (comme tachogénérateur).

Pour mesurer l'angle de décalage entre les rotors de l'arbre on a utilisé un traducteur angulaire résistif caractérisé par le coefficient de transfert $k_t = 3,52$ V/rad, qui correspond à une vitesse de rotation de 1000 rot/min. Pour obtenir les caractéristiques de freinage similaires aux caractéristiques montrées dans la fig. 3, le traducteur angulaire a été alimenté par le tachogénérateur mentionné, caractérisé par le coefficient de transfert $k_n = 3,3 \frac{Vs}{\text{rad}}$.

Le chargement d'une seule partie de l'arbre fait travailler une seule machine auxiliaire en régime de freinage dynamique, et par conséquent on a utilisé un seul amplificateur, l'amplidyne de type EMU12A de puissance $P_n = 1,2$ kW.

Le coefficient de transfert de la machine auxiliaire en régime de freinage dynamique qui correspond à la vitesse de rotation $n = 1000$ rot/min et à l'angle maximal de décalage $\Delta\varphi = \frac{\pi}{2}$, est $k_t = 0,46 \frac{Nm}{V}$ et le coefficient de transfert de l'amplificateur est $k_a = 35,8$. En considérant le coefficient de transfert des moteurs d'entraînement $k_{m1} = k_{m2} = k_m = 0,189 \frac{\text{rad}}{Nm}$, après avoir utilisé la condition de la stabilité de l'arbre, on obtient la valeur maximale du coefficient d'élasticité de l'arbre $c_{a1} = c_{a2} = c_a = 151 \frac{Nm}{\text{rad}}$ de sorte que, dans les conditions de laboratoire montrées, l'arbre présente une grande réserve de stabilité.

Les essais ont été réalisés seulement dans le domaine de la vitesse de rotation $n = (900-1000)$ rot/min, les couples de freinage des machines auxiliaire étant presque les mêmes que les résultats calculés et représentés dans la fig. 3, les différences ne dépassant pas 10 %.

La machine auxiliaire utilisée en régime de freinage dynamique a été une machine asynchrone à rotor à bagues aux anneaux en court-circuit.

Conclusions

Par rapport à l'arbre électrique à machines auxiliaire asynchrones dont les rotors sont liés par le couplage électrique, l'arbre électrique à machines auxiliaires asynchrones en régime de freinage dynamique présente certains avantages, à savoir:

- la possibilité d'utiliser des machines auxiliaires asynchrones à rotors en court-circuit, ou à rotors à bagues sans liaisons électriques de puissance entre les rotors,

- la possibilité d'utiliser des machines auxiliaires de puissances différentes,

— l'absence des liaisons de force entre les rotors de l'arbre présente des avantages économiques lorsque les distances entre les deux groupes de machines de l'arbre sont importantes,

— l'alimentation des stators des machines auxiliaires en courant continu exige des puissances réduites.

— des performances dynamiques supérieures déterminées par l'utilisation des circuits de correction en courant continu,

— la possibilité de réaliser en même temps le régime de moteur d'entraînement et le régime de freinage dynamique à l'aide des deux moteurs asynchrones [3],

Le désavantage plus importante est déterminé par la complication de l'installation imposée par l'utilisation des éléments supplémentaires (des amplificateurs, d'habitudes statiques, ou des redresseurs commandés, et un traducteur angulaire).

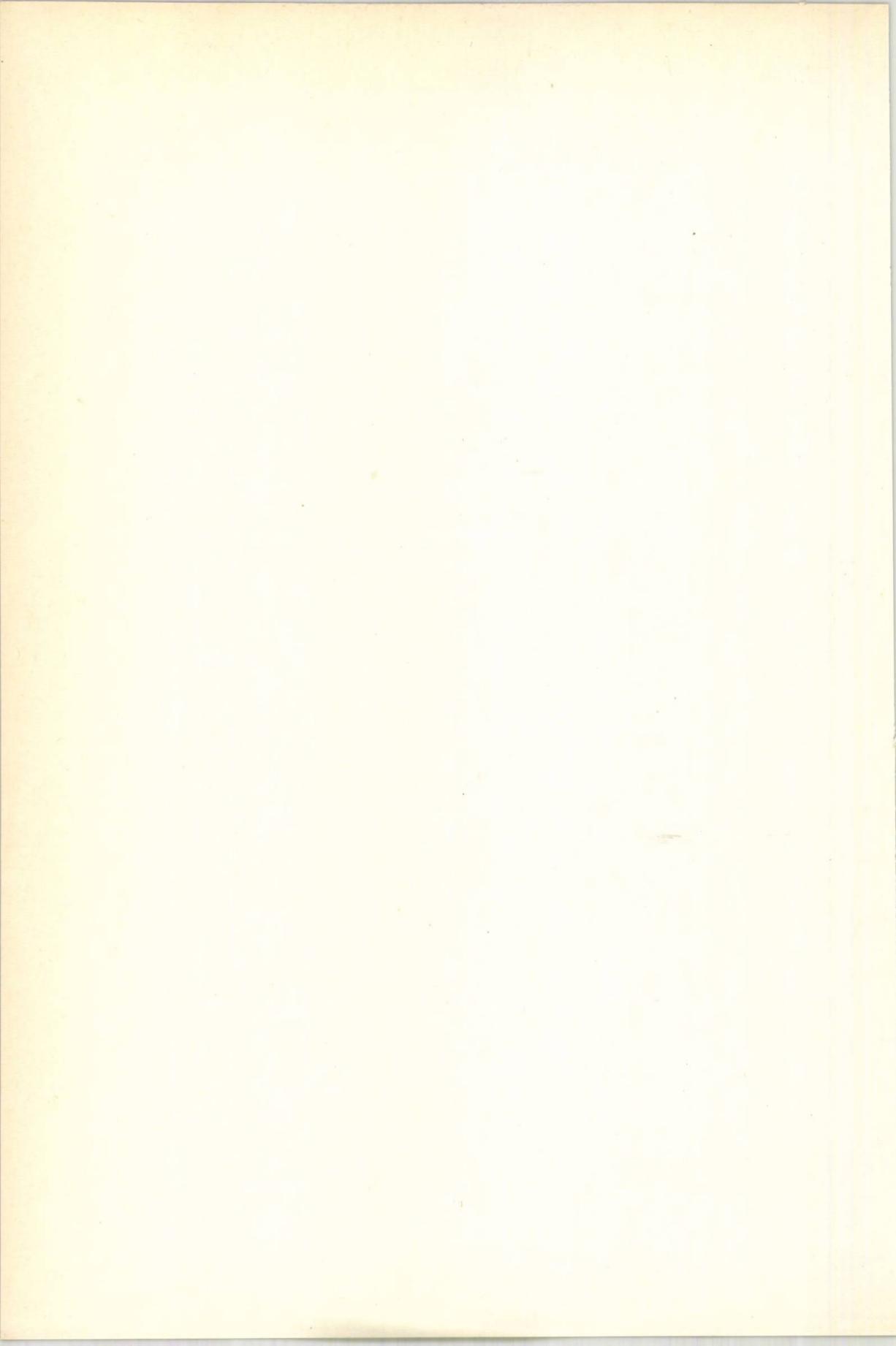
Bibliografie

[1]. MARGA, GH.: *Arbore electric cu motoare de puteri și tipuri diferite*. Sesiunea anuală de comunicări tehnico-științifice I.C.P.E.T. 6—8 mai 1971, București.

[2]. SCHÖNFELD, R.: *Das Signalflussbild der Asynchronmaschine*. Mes-

sen — Stern — Regeln 1965. Nr. 4, p. 123—128.

[3]. CILIKIN, M.G.: *Reguliruemii asinhronnii elektroprivod s drosseliarni nasışcenia i podmagnicivaniem dvigatelja*. Elektricesstvo, 1956, nr. 1, p. 21—26.



A METHOD OF DETERMINING AN EQUIVALENT CIRCUIT OF THE ASYNCHRONOUS MOTOR WITH ELECTRICAL RECOVERY OF SLIP ENERGY

I. TOPA

Schema echivalentă a motorului asincron cu recuperarea electrică a energiei de alunecare, utilizată pentru determinarea caracteristicilor mecanice, nu poate fi folosită pentru studiul sistemelor recuperative de rotație sincronă. În lucrare se prezintă o nouă metodă de înlocuire a efectului convertizorului printr-o rezistență R_α variabilă cu alunecarea s și cu unghiul de comandă α al inverterului.

Funcționarea unui redresor alimentat de la circuitul rotorului al motorului asincron prezintă o serie de particularități care nu mai fac posibilă studiarea comutației prin neglijarea rezistenței circuitului de comutație așa cum se procedează în teoria clasică a redresării. Studiarea acestui caz real, prin înlocuirea motorului asincron cu un transformator în scurtcircuit cu rezistența secundară pe fază variabilă

cu alunecarea, conduce la determinarea rezistenței R_α .

Metoda are o aplicabilitate generală deoarece se utilizează mărimi raportate și este ilustrată printr-o aplicație efectuată pe o instalație experimentală.

In the paper a new method is presented for determining the equivalent circuit of the asynchronous motor with electrical recovery of slip energy. The converter effect is replaced by a variable resistance R_α . This resistance is a function of the slip s and the control angle α of the inverter. The advantage of the method is that it has a general applicability, which is illustrated by its application on an experimental installation.

The fundamental circuit for changing the speed of the asynchronous motor through electromagnetic recovery of slip energy is shown in fig. 1. The frequency converter with semiconductor in the rotor circuit of the asynchronous motor consists of rectifier bridge PR and the mains controlled inverter I.

To determine the mechanical characteristics, an equivalent circuit of the asynchronous motor is used the parameters being referred to the rotor circuit, neglecting the effect of the rectifier on the phase difference between the voltage and the fundamental harmonic of the rotor current [7]. It is difficult to use such an equivalent circuit in studying the recovering systems with synchronous speed. The paper presents a new

method of replacing the converter effect by a variable resistance R_α as a function of the slip and the control angle α of the inverter. The mode of variation of this resistance is graphically plotted for an experimental installation.

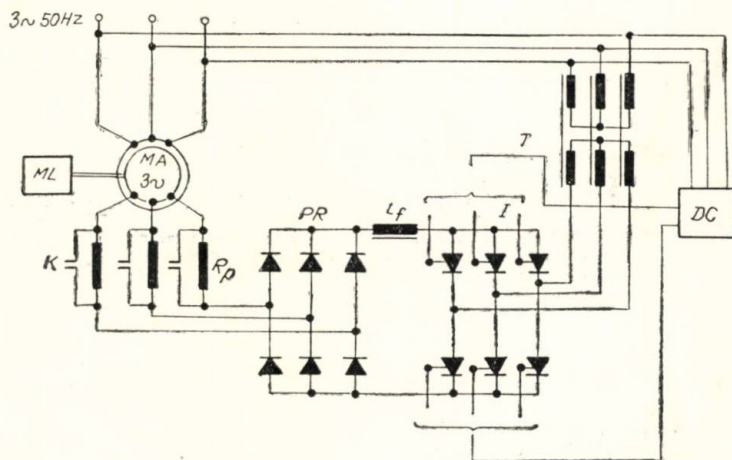


Fig. 1. Fundamental circuit for changing speed of the asynchronous motor with electromagnetic recovery of slip energy.
MA — asynchronous motor; PR — rectifier bridge; I — inverter; T — transformer; DC — control device; ML — driven machine

1. Replacement of the Converter Action by a Variable Resistor

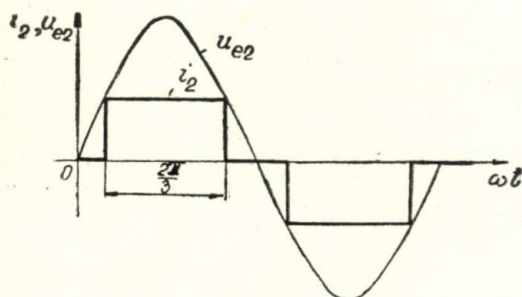


Fig. 2. Waveform of rotor current with ideal filtering, neglecting commutation of rectifier.

Neglecting the rectifier commutation and assuming an ideal filtration of the rectified current ($L_f = \infty$) the waveform of the ideal rotor current is presented in fig. 2. The ideal rotor current (rms) is where I_{i1}

$$I_i = \frac{\pi}{3} I_{i1}, \quad (1)$$

represents the fundamental harmonic of this current (rms) [1]. The voltage on the DC side of the inverter is [1, 6],

$$U_1 = -1.35 U_{2it} \cos \alpha = -1.35 \frac{2}{\sqrt{3}} s_m U_{20} \cos \alpha, \quad (2)$$

where U_{2t} is the line-to-line voltage at the secondary terminals of the transformer T; s_m — maximum slip corresponding to the chan-

ging range of the speed (for $\alpha = \alpha_{\max} = 150^\circ$); U_{20} — line-to-line voltage at the secondary terminals of the asynchronous motor (no-load and $s = 1$); α — control angle of the inverter.

Denoting by I_d the average value of the rectified current [1], we get,

$$I_d = \sqrt{\frac{3}{2}} I. \quad (3)$$

The electromagnetic power ($U_{e2} I_{i1}$) recover the losses by Joule effect in the phase resistance of the rotor (R_2) and the filter resistance (R_f), the direct current power of the inverter and the mechanical power at the shaft (P_m). For a phase of the asynchronous motor we have,

$$U_{e2} I_{i1} = R_2 I_i^2 + \frac{1}{3} R_f I_d^2 - \frac{1}{3} \left(1.35 \frac{2}{\sqrt{3}} s_m U_{20} \cos \alpha - \Delta U \right) I_d + P_m. \quad (4)$$

The losses in the filter resistance are $\frac{1}{3} R_f I_d^2 = \frac{1}{2} R_f I_i^2$.

The electromagnetic power is $P_e = U_{e2} I_{i1} = p_2 + P_m$ where p_2 represents the rotor circuit losses. Considering that $P_m = \frac{1-s}{s} p_2$ it follows that

$$P_m = \frac{1-s}{s} \left[\left(R_2 + \frac{1}{2} R_f \right) I_i^2 - \frac{1}{3} \left(1.35 \frac{2}{\sqrt{3}} s_m U_{20} \cos \alpha - \Delta U \right) I_d \right]. \quad (5)$$

Replacing Eq. (5) in Eq. (4) and taking account Eqs. (1) and (3) we obtain

$$U_{e2} I_{i1} = \frac{1}{s} \left[\left(R_2 + \frac{R_f}{2} \right) \frac{\pi^2}{9} I_{i1}^2 - \left(1.35 \frac{2}{\sqrt{3}} s_m U_{20} \cos \alpha - \Delta U \right) \frac{\pi}{3\sqrt{6}} I_{i1} \right]. \quad (6)$$

Neglecting the voltage drop ΔU in the semiconductors from the Eq. (6) we can see that the action of the inverter may be replaced in the equivalent circuit by a variable resistance:

$$R_\alpha = \left(R_2 + \frac{R_f}{2} \right) \frac{\pi^2}{9} - 1.35 \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{\pi}{3\sqrt{6} I_{i1}} s_m U_{20} \cos \alpha. \quad (7)$$

2. Analysis of the Operation of the Rectifier Supplied from the Rotor Circuit of the Asynchronous Motor

To study the behaviour of the rectifier powered from the rotor of the asynchronous motor the phase simplified equivalent circuit of the asynchronous machine [4] is used. This circuit is shown in fig. 3. The simplifying assumptions and the familiar notations of the theory of

electric machines are maintained [4]. The exciting current I_0 is considered constant and for simplification the transformation ratio is assumed equal to the unit ($k_m = 1$). Under these conditions, a circuit with constant reactance $X_\sigma = X_{\sigma_1} + X_{\sigma_2}$ and variable resistance $R_1 + \frac{R_2}{s}$ is obtained. The geometric locus of the phasor $\underline{I}_2$ is a circle having the diameter $I_D = U_1/X_\sigma$.

For a three-phase bridge rectifier supplied from a transformer, from no-load to short-circuit, there are three operating conditions [1];

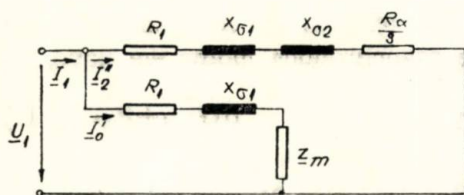


Fig. 3. Simplified equivalent circuit of the asynchronous motor.

the calculation of different quantities for these operating conditions may be performed depending on the active and reactive component of shortcircuit voltage of the equivalent transformer energizing the rectifier [3]. The asynchronous machine may be considered a short-circuit transformer with per phase secondary resistance R_2/s and having primary phase

voltage U_1 . The equations of this transformer may be obtained from the general equations of the transformer for $U_2 = 0$ and taking into consideration the slip s . We get:

$$\underline{U}_1 = (R_1 + jX_{11})\underline{I}_1 + jX_{12}\underline{I}_2, \quad (8)$$

$$0 = jX_{21}\underline{I}_1 + \left(\frac{R_2}{s} + jX_{22}\right)\underline{I}_2. \quad (9)$$

The action of the rotor current (having the frequency sf_1) on the stator windings is independent of slip as the rotating rotor magnetic field rotates with respect to the stator at synchronous speed. Since diameter current I_D is constant the currents will be referred to this current. Let us make the following notations:

I_i^* — rms ideal rotor current referred to I_D (considering the anodic current rectangular);

I^* — rms real rotor current referred to I_D (considering the overlapping);

I_{i1}^* — rms fundamental current I_i referred to I_D ;

I_1^* — rms fundamental current I referred to I_D ;

I_{1a}^* ; I_{1r}^* — active component and reactive component of current I_1 respectively, referred to I_D .

The subscript 2 will not be written, the reference to the rotor current being understood.

Let us denote by F the working point on the circular diagram of the secondary current (see fig. 4); the slip s and the rotor current I_k correspond to this working point. Therefore I_k is the short-circuit current (referred to I_D) corresponding to a 100% short-circuit voltage. U_{RK} and U_{XK} respectively, represent the active and reactive components of the short-circuit voltage.

From fig 4 we get:

$$\sin \varphi_K = U_{XK}^* = I_K^*; \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \cos \varphi_K &= U_{RK}^* = U_{XK}^* \operatorname{ctg} \varphi_K = \\ &= I_K^* \operatorname{ctg} \varphi_K; \end{aligned} \quad (11)$$

where:

$$\operatorname{tg} \varphi_K = \frac{U_{XK}^*}{U_{KK}^*} = \frac{X_\sigma}{R_1 + \frac{R_2}{s}}. \quad (12)$$

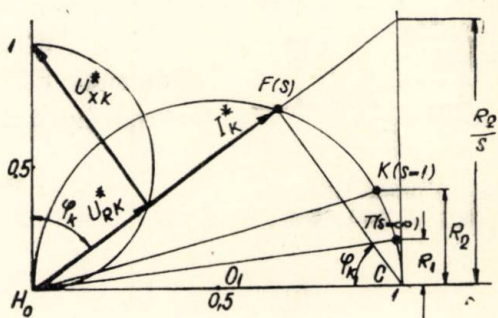


Fig. 4. Circular diagram of the secondary current.

If the transformer short-circuit test is carried out at a short-circuit current I_i , the following components of the short-circuit voltage are obtained:

$$U_X^* = U_{XK}^* \frac{I_i^*}{I_k^*} = I_i^*; \quad (13)$$

$$U_R^* = U_{KK}^* \frac{I_i^*}{I_K^*} = I_i^* \operatorname{ctg} \varphi_K = I_i^* \left(\frac{R_1}{X_\sigma} + \frac{R_2}{X_\sigma} \frac{1}{s} \right). \quad (14)$$

Obviously $U_k^* = \sqrt{U_{kk}^{**} + U_{Xk}^{**}}$. For a given motor $\left(\frac{R_1}{X_\sigma}$ and $\frac{R_2}{X_\sigma}$ being known) from Eqs. (13) and (14) the variation of the components of the short-circuit voltage can be determined in function of I_1^* with s as a parameter.

For a general application U_X^*/U_R^* may be substituted for s . $U_X^*/U_R^* = C$ represents the quality factor of the commutating circuit. From Eqs. (13) and (14) we get:

$$\frac{1}{C} = \frac{R_1}{X_g} + \frac{R_2}{sX_g}. \quad (15)$$

The limiting case $U_R = 0$ ($C = \infty$) occurs in a non-operative motor and may be studied as in the case of rectifiers supplied from conventional transformers [1, 3].

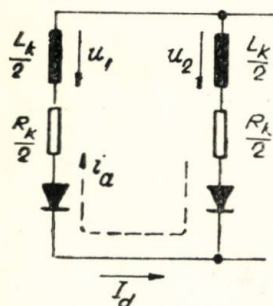


Fig. 5. Commutating circuit in real case.

If in the commutating circuit there is a resistance (fig. 5), the current transfer from phase 1 to phase 2 does not start in the point A_n (Fig. 6) because of the voltage drop $\frac{R_K}{2} I_d$ caused by average current I_d , in the phase 1. The beginning of commutation occurs in the point A_r (equality of phases voltages of the phases in commutation) with an angle α_a .

From fig. 6 it can be easily determined:

$$\sin \alpha_a = \frac{R_K I_d}{2 U_{\max}} = \frac{R_K I_d}{2 \sqrt{6} U_1}. \quad (16)$$

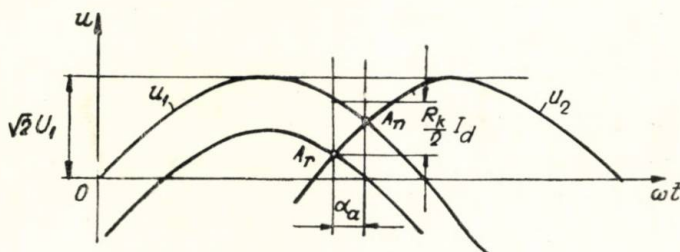


Fig. 6. Real commutation.

$U_{\max}$ is the maximum value of line-to-line voltage ($\sqrt{2} \sqrt{3} U_1$). In the commutating loop we can write:

$$L_K \frac{di_a}{dt} + R_K i_a = u_1 + \frac{R_K I_d}{2}, \quad (17)$$

where u_1 is instantaneous line-to-line voltage. The solution of the differential equation (17) is:

$$i_a = \sqrt{2} I_{K2} \sin(\omega t - \alpha_a - \varphi_K) + \left[\sqrt{2} I_{K2} \sin(\alpha_a + \varphi_K) - \frac{I_d}{2} \right] e^{-\frac{t}{T}} + \frac{I_d}{2}, \quad (18)$$

where: $I_{K2} = \frac{\sqrt{3} U_1}{Z_K} = \frac{\sqrt{3} U_1}{R_K \sqrt{1+C^2}}$ is rms biphas short-circuit current of the

equivalent transformer;

$$\varphi_K = \arctg \frac{\omega L_K}{R_K} = \arctg C; \quad (19) \quad T = \frac{L_K}{R_K} = \frac{C}{\omega}.$$

The currents I_{K2} and I_d from Eq. (18) may be referred to I_D . Thus:

$$I_{K'}^* = \frac{I_{K2}}{I_D} = \frac{\sqrt{3}}{2} \sin \varphi_K. \quad (20)$$

Taking account of the expression of I_{K2} and using Eqs. (16) and (20) we obtain:

$$I_d^* = \frac{I_d}{I_D} = \sqrt{6} \sqrt{1+C^2} \sin \varphi_K \sin \alpha_a. \quad (21)$$

Therefore Eq. (18) becomes:

$$i_a^* = \frac{i_a}{I_D} = \frac{\sqrt{6}}{2} \sin \varphi_K \left\{ \sin (\omega t - \alpha_a - \varphi_K) + [\sin (\alpha_a + \varphi_K) - \sqrt{1+C^2} \sin \alpha_a] e^{-\frac{t}{T}} + \sqrt{1+C^2} \sin \alpha_a \right\}. \quad (22)$$

Unlike conventional rectifiers, in the real case the variation of the current during commutation is dependent of the load current I_d , by which α_a is defined (Eq. 16). Taking into consideration Eq. (21), Eq. (22) is:

$$\frac{i_a}{I_D} + \frac{1}{2} \left\{ \frac{\sin (\omega t - \alpha_a - \varphi_K)}{\sqrt{1+C^2} \sin \alpha_a} + \left[\frac{\sin (\alpha_a + \varphi_K)}{\sqrt{1+C^2} \sin \alpha_a} - 1 \right] e^{-\frac{t}{T}} + 1 \right\}. \quad (23)$$

At the end of commutation ($i_a = I_d$ and $\omega t = \gamma$) Eq. (23) leads to:

$$\frac{\sin (\gamma - \alpha_a - \varphi_K)}{\sqrt{1+C^2} \sin \alpha_a} + \left[\frac{\sin (\alpha_a + \varphi_K)}{\sqrt{1+C^2} \sin \alpha_a} - 1 \right] e^{-\frac{\gamma}{C}} - 1 = 0. \quad (24)$$

Eqs. (22), (23) and (16) permit the determination of the anodic current waveform. Their analysis for the end of the first operation condition ($\gamma = \frac{\pi}{3}$) leads to the fundamental calculation of the active and reactive component. It is obtained as follows:

$$I_{Ia}^* = \frac{K_1 \cos (30^\circ - \alpha_a) - K_2 \sin (30^\circ - \alpha_a)}{\sqrt{2}}; \quad (25)$$

$$I_{Ir}^* = \frac{K_1 \sin (30^\circ - \alpha_a) + K_2 \cos (30^\circ - \alpha_a)}{\sqrt{2}}; \quad (26)$$

where:

$$K_1 = \frac{2K'_1 + 3K''_1 + \sqrt{3} K''_2}{2} \text{ and } K_2 = \frac{2K'_2 + 3K''_2 - \sqrt{3} K''_1}{2}.$$

The quantities K'_1 , K''_1 , K'_2 and K''_2 are presented in the Appendix. The angle α_a is determined from Eq. (24) for $\gamma = \frac{\pi}{3}$. The variation of the angles φ_K and α_a as a function of C for $\gamma = 60^\circ$ is shown in fig. 7.

Fig. 8 shows the variation of the active and reactive component of the fundamental current as a function of the quality factor C for $\gamma = 60^\circ$.

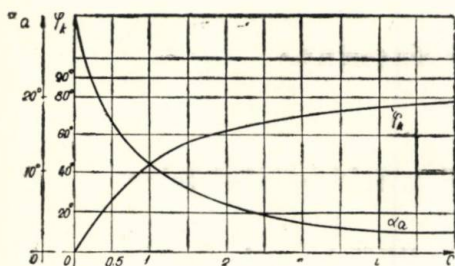


Fig. 7. Curves of angles φ_k and α_a vs. C for $U_R \neq 0$ and $\gamma = 60^\circ$ (first operation condition).

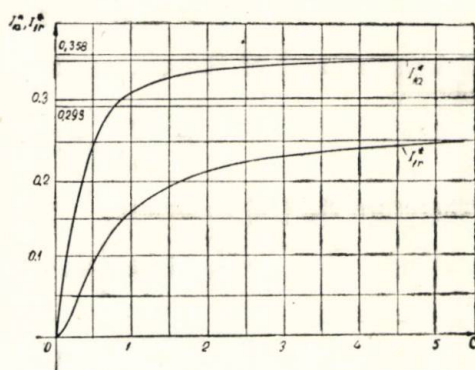


Fig. 8. Curves of active and reactive components of fundamental of the rotor current vs. quality factor for first operation condition.

For $C \rightarrow \infty$ the currents asymptotically approach the referred values 0.358 and 0.293 respectively, determined from the ideal case $U_R = 0$ ($C = \infty$).

Using the components I^* and I_r^* we determine $I_1^* = \sqrt{I_a^{*2} + I_r^{*2}}$, then $I_1 = I_1^* I_D$. From Eq. (7) substituting I_1 for I_{i1} (for taking account

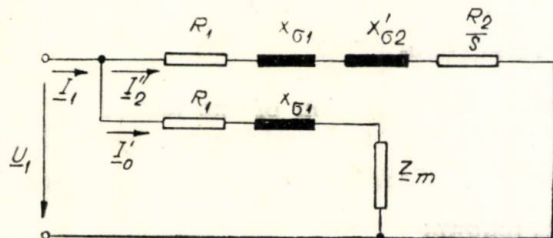


Fig. 9. Simplified equivalent circuit of the asynchronous motor with electrical recovery of slip energy

of the real commutation of the rectifier supplied from the rotor of the asynchronous motor) the variable equivalent resistance R_a is obtained. Thus, the simplified equivalent circuit of the asynchronous motor with electrical recovery of slip energy is shown in fig. 9.

3. Experimental results

The data of the motor MA (fig. 1) were: 4.5 kW; 380/220 V; 11.5/19.9 A; 940 rot/min; $\cos \varphi = 0.78$; $U_{20} = 135$ V; $I_2 = 24.4$ A; $k_m = 2.85$; $R_1 = 1.525 \Omega$; $R_2' = 1.375 \Omega$; $X_\sigma = X_{\sigma 1} + X_{\sigma 2} = 5.6 \Omega$.

The rectifier resistance was $R_i = 0.2 \Omega$.

Using Eq. (15) we determine the variation C (s) represented in fig. 10.

From Eqs. (25), (26) or from the diagrams of fig. 8 we determine the active and reactive components of the fundamental of the real rotor current referred to the stator. For the calculations performed $I_D = U_1/X_G = 39.9$ A.

For the speed changing range 1 : 2 ($s = 0.5$) and for a given slip s , then for a given quality factor of the commutating circuit (fig. 10), the effective value of the real rotor current referred to the stator may be determined. Taking account of the transformation ratio of the asynchronous motor and using Eq. (7) we determine the characteristics $R_\alpha(s)$ with control angle of the inverter as a parameter (fig. 11).

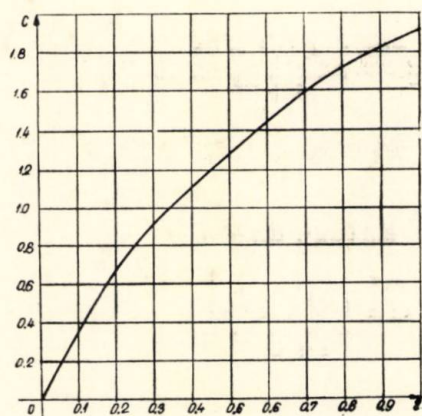


Fig. 10. Curve of quality factor C vs. slip s .

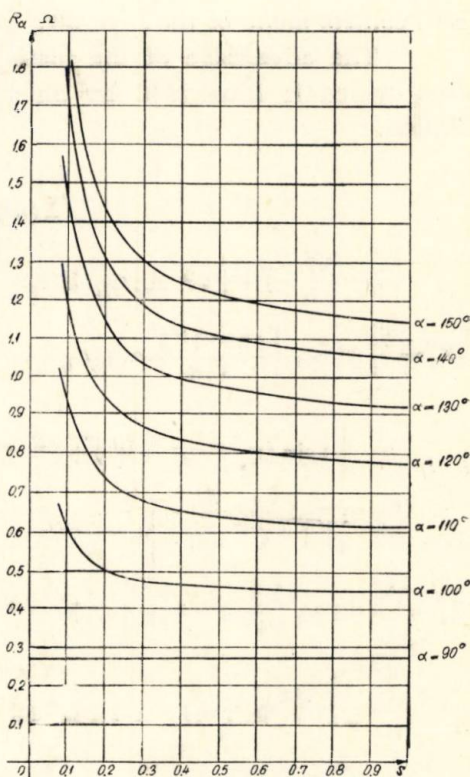


Fig. 11. Curves of equivalent resistance K_α vs. slip s with control angle of the inverter α as a parameter.

Conclusions

The operation of a rectifier supplied from the rotor of the asynchronous motor has some characteristics which do not make it possible to study commutation by neglecting the resistance of the commutating loop as in the classical rectifier theory. This real case is analysed replacing the asynchronous motor by a short-circuit transformer with per phase secondary resistance R_2/s and having the per phase primary voltage constant U_1 .

Using the quantities referred to the current I_D a new method of determining the equivalent circuit of the asynchronous motor with electrical recovery of slip energy is presented. Thus in the rotor circuit, variable resistance R_a is introduced. This resistance is a function of slip and control angle of the inverter.

The advantage of the method is that it has a general applicability, which is illustrated by an application on an experimental installation.

APPENDIX

$$K'_1 = \frac{3\sqrt{6}}{\pi} \sqrt{1+C^2} \sin \varphi_K \sin \alpha_a.$$

$$K''_1 = \frac{\sqrt{6}}{2} \sin \varphi_K \left\{ \frac{4\pi - 3\sqrt{3}}{12\pi} \cos(\varphi_K + \alpha_a) - \frac{3}{4\pi} \sin(\alpha_a - \varphi_K) - \right. \\ \left. - \frac{2}{\pi} [\sin(\varphi_K + \alpha_a) - \sqrt{1+C^2} \sin \alpha_a] e^{-\frac{\pi}{3C} \frac{1}{2} C(\sqrt{3}-C)} - \right. \\ \left. - \frac{1}{\pi} \sqrt{1+C^2} \sin \alpha_a \right\}.$$

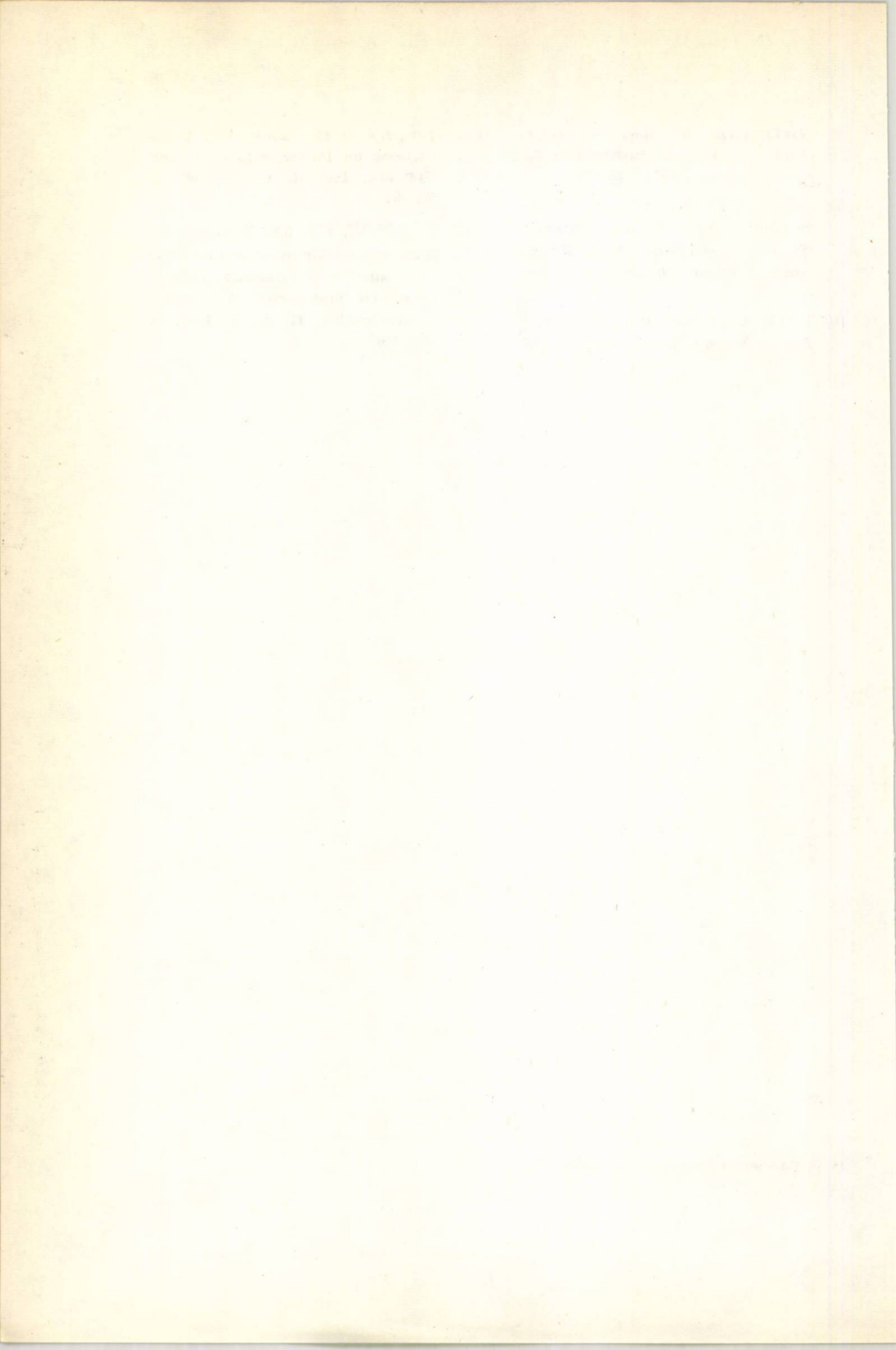
$$K''_2 = \frac{\sqrt{6}}{2} \sin \varphi_K \left\{ \frac{3}{4\pi} \cos(\varphi_K + \alpha_a) - \frac{4\pi + 3\sqrt{3}}{12\pi} \sin(\varphi_K + \alpha_a) - \right. \\ \left. - \frac{2}{\pi} [\sin(\varphi_K + \alpha_a) - \sqrt{1+C^2} \sin \alpha_a] e^{-\frac{\pi}{3C} \frac{1}{2} C(1+\sqrt{3}C)} - \right. \\ \left. - \frac{\sqrt{3}}{\pi} \sqrt{1+C^2} \sin \alpha_a \right\}.$$

$$K'_2 = \frac{K'_1}{\sqrt{3}}.$$

References

- [1]. SCHAEFER, J.: *Rectifier Circuits. Theory and Design*. New York — London, John Wiley and Sons. Inc., 1965, 343 p.
- [2]. CORDIER, J. P.: *Régulation de la vitesse d'un moteur asynchrone au moyen de semi-conducteurs*. Revue E, vol. V, nr. 10, 1968, p. 327—346.
- [3]. MÖLTGEN, G.: *Tiristoarele în practică. Mutatoare cu comutație de la rețea* (traducere din limba germană). București, Editura tehnică, 1970, 301 p.

- [4]. NICOLAIDE, A.: *Mașini electrice. Mașina asincronă*. Institutul politehnic Brașov, 1970, 305 p.
- [5]. MIKULASCHEK, F.: *Die Orstkurven der Untersynchronen Stromrichter-kaskade*. AEG Mitteilungen, 52, nr. 5/6, 1962, p. 210—219.
- [6]. LAVI, A., POLGE, R. J.: *Induction Motor Speed Control with Static Inverter in the Rotor*. IEE Transactions on Power Apparatus and Systems., Pas. 85/nr. 1, 1966, p. 76—84.
- [7]. VĂRZARU, EM. ș.a.: *Reglarea vitezei motoarelor asincrone cu inele colectoare prin cascadă subsincronă cu mutatoare*. Automatica și Electronica, 11, nr. 4, 1967, p. 163—169.



GENERATOR FOR ELECTROEROSION PROCESSING

V. PIRVULESCU, I. TOPA

Generatoarele actuale utilizate în instalațiile de prelucrare prin electroeroziune sînt echipate cu tranzistoare de putere, montate în paralel. În unele instalații de prelucrare grosieră, nu sînt necesare frecvențe ridicate. Astfel este avantajos ca pentru aceste cazuri să se construiască generatoare cu tiristoare, care au putere mare.

Lucrarea prezintă un generator cu un tiristor SCR, a cărui stingere se realizează prin intermediul tranzistorului Q. Semnalele de comandă sînt aplicate pe tiristor și tranzistor prin intermediul transformatoarelor de impulsuri T_1 și T_2 și sînt furnizate de blocul de comandă.

Blocul de comandă este realizat

dintr-un generator de tensiune liniar variabilă de tip Miller, care este comparată cu o tensiune de referință V_p . În acest fel se modifică factorul de umplere, și deci durata arcului electric dintre piesă și electrodul sculă. Este prevăzută posibilitatea reglării brute și fine a frecvenței.

This paper presents the control unit of a parallel capacitor SCR switch used as a power stage of an installation for electroerosion processing. The scheme permits a wide range change of the frequency and the space factor. The high frequency is restricted only by the use of SCR.

Electroerosion processing requires an electric arc discharge in the space between the tool-electrode and workpiece-electrode. This arc discharge melts and vaporises the anode metal. The productivity, fineness and accuracy of the processing are improved through increasing the work frequency and of the discharge energy.

The pulse applied to the electrodes is obtained from a power pulse generator. The solutions adopted by various manufacturing firms consist in providing the installations with transistorized generators. Because of power and reverse voltage, in these generators, the transistors are connected in series and in parallel; that is why the cost and complexity of the installation rise.

Figure 1 shows a SCR (Silicon Controlled Rectifier) switch with parallel capacitor used in the generator. The control unit supplies pulses of adequate duration applied to the transistor Q and to the gate of SCR. Thus, if from the pulse transformer T_1 , a positive pulse occurs at the

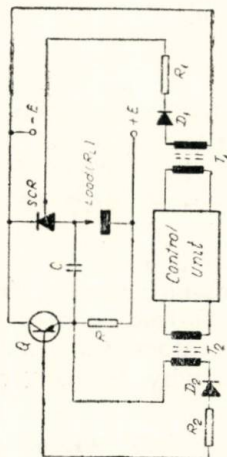


Fig. 1. SCR switch and principle of operation.

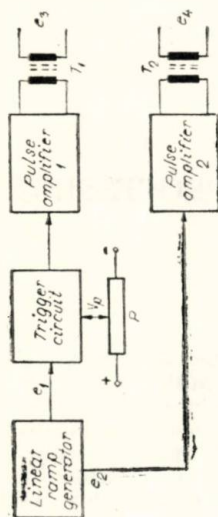


Fig. 2. Block diagram.

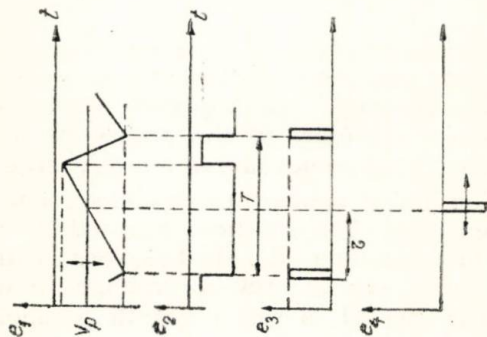


Fig. 3. Waveforms.

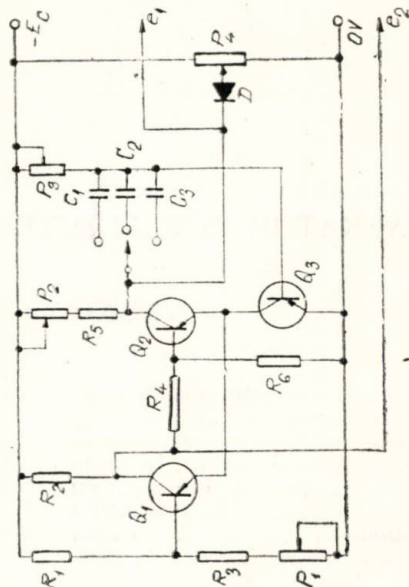


Fig. 4. Linear ramp oscillator (Miller).

gate of SCR, this one turns on. The voltage E occurs at the load terminals and there is a discharge between anode and cathode. The capacitor C charges through the resistance R with plus on the right side and minus on the left side. A pulse from the transformer T_2 causes the transistor Q to turn-on. The voltage of the capacitor C is applied to the terminals SCR, and this turns off.

The discharge time between workpiece and tool is conditioned by the period from the application of the control pulse to the SCR to the application of the control pulse to the transistor.

Figures 2 and 3 show the block diagram and the waveforms. Linear ramp oscillator gives off two voltage, one in ramp and another rectangular in shape, the frequency of which may be easily changed. The oscillator is of Miller type (fig. 4).

The ramp voltage of the oscillator is compared to a constant voltage from a potentiometer. At the moment of coincidence, the trigger circuit supplies a pulse which is amplified by the pulse amplifier 1. The oscillator rectangular voltage is applied to the pulse amplifier 2 which gives off an adequate duration pulse.

The frequency of the oscillator pulses is changed in steps through the capacitors C_1 , C_2 and C_3 and finely through the potentiometer P_3 . The amplitude of the linear voltage may be changed through the potentiometer P_4 . The potentiometers P_1 and P_2 set the operating conditions of the oscillator.

Conclusions

The working frequency of the generator is exclusively determined by SCR. To work to high frequencies it is necessary to use SCR with short turn-on and turn-off times. Thus, with the present SCR, a frequency of 10 to 15 kHz. can be attained. Though this frequency is not always satisfactory in modern technology, the high energy supplied to the discharge and the simple scheme provide the presented generator favourable characteristics.

References

- [1]. GOGIOIU, A., MICU, E., PIRVULESCU, V., TOPA, I.: *Tendințe actuale în utilizarea tiristoarelor*. Buletinul I. P. Brașov, vol. IX, 1967. Seria A — Mecanică, p. 23—31.
- [2]. *Silicon Controlled Rectifier Manual*. General Electric Company, Third Edition, 1964, p. 78—86.
- [3]. PIRVULESCU, V.: *Comanda electronică a unei instalații de prelucrare prin electroeroziune*. A XI-a Sesiune științifică, I. P. Brașov, 1971, februarie.
- [4]. *Circuite cu tranzistoare în industrie*. Vol. II, Editura tehnică, București, 1964, p. 192—214.
- [5]. OBACIU, GH.: *Contribuții la studiul proiectării mașinilor de electroeroziune*. Buletinul I. P. Brașov, vol. XIII, 1971, Seria A — Mecanică, p. 427—432.

STUDIUL COMPORTĂRII MOTOARELOR AUXILIARE ALE LOCOMOTIVELOR ELECTRICE LA VARIAȚII MARI ALE TENSIUNII DE ALIMENTARE

E. MICU, M. CALOTĂ

În această lucrare se stabilesc condițiile de simetrizare ale motoarelor trifazate auxiliare de pe locomotivele electrice, alimentate în monofazat. Variațiile mari ale tensiunii de alimentare produc dezechilibrări importante ale motoarelor. Încercările experimentale făcute pe un model de putere redusă au arătat că prin reglarea capacității echivalente defazoare cu ajutorul unei bobine reglabile, se ameliorează considerabil condițiile de funcționare ale motoarelor la variații ale tensiunii.

Dans cet ouvrage on établit les conditions de symétrie des moteurs auxiliaires qui équipent les locomotives électriques à courant monophasé. Les grandes variations de la tension de l'alimentation déséquilibrent d'une façon sensible le moteur. Les essais faits sur un modèle d'une puissance réduite ont prouvé qu'on peut améliorer le fonctionnement du moteur dans les conditions de la variation de la tension par le réglage de la capacité équivalente de déphasage à l'aide d'une bobine réglable.

Acționarea pompelor, ventilatoarelor și compresoarelor de pe locomotivele electrice de curent alternativ de frecvență industrială se realizează cu motoare asincrone trifazate cu rotorul în scurtcircuit, deoarece puterea mare necesară acestor mașini (peste 100 kW) face imposibilă utilizarea motoarelor asincrone cu o singură înfășurare (monofazate). Alimentarea motoarelor auxiliare se face de la o înfășurare auxiliară a transformatorului monofazat al locomotivei, tensiunile trifazate fiind obținute cu ajutorul unor baterii de condensatoare. Variațiile mari de tensiune admise la linia de contact, de $\pm 30\%$, determină o funcționare necorespunzătoare a motoarelor menționate și o scoatere rapidă a acestora din funcțiune, datorită încălzirii suplimentare cauzate de funcționarea în regim nesimetric.

Lucrarea de față își propune să stabilească condițiile de simetrizare a motoarelor, să studieze comportarea acestora la variații mari de tensiune și să stabilească o metodă de îmbunătățire a funcționării lor în condițiile impuse de exploatare.

1. Schema de alimentare a motorului și calculul curenților și tensiunilor

Înfășurările trifazate ale motorului asincron legate în stea, sînt alimentate ca în figura 1, în care Z reprezintă impedanța elementului defazor. Conexiunea stea a motorului determină anularea componentei omopolare a curenților. Priza intermediară a transformatorului dă posibilitatea alimentării motorului cu două tensiuni, ceea ce permite sime-

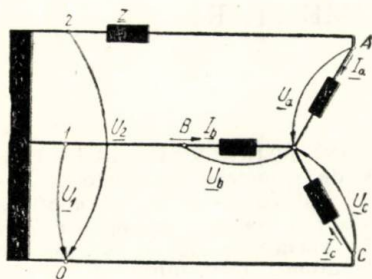


Fig. 1. Schema de conexiuni.

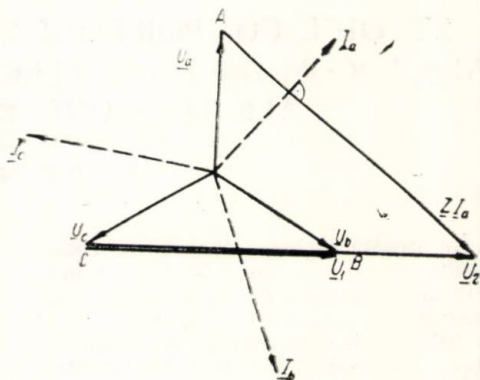


Fig. 2. Diagrama fazorială.

trizarea completă a motorului, cu ajutorul unui singur element defazor nedisipativ (condensator), așa cum se poate vedea din figura 2. Se poate utiliza în acest fel întreaga putere a motorului, spre deosebire de alte scheme de alimentare a motoarelor trifazate de la rețeaua monofazăată, cu un singur element defazor, care pot utiliza doar 70—85 % din puterea nominală a motrului [1].

Prin utilizarea metodei componentelor simetrice și ținînd seama de relațiile:

$$\begin{aligned} \underline{U}_1 &= \underline{U}_b - \underline{U}_c \\ \underline{U}_2 &= \underline{U}_a - \underline{U}_c + \underline{Z} \underline{I}_a \end{aligned} \quad (1)$$

se obține:

$$\begin{aligned} \underline{U}_1 &= -(a\underline{Z}_d + a^2\underline{Z}_i) \underline{I}_a + (\underline{Z}_d + \underline{Z}_i) \underline{I}_b \\ \underline{U}_2 &= (\underline{Z}_d + \underline{Z}_i + \underline{Z}) \underline{I}_a - (a^2\underline{Z}_d + a\underline{Z}_i) \underline{I}_b \end{aligned} \quad (2)$$

în care $\underline{Z}_d$ și $\underline{Z}_i$ sînt impedanțele directă și inversă, iar

$$a = \exp \left(j \frac{2\pi}{3} \right).$$

Rezultă curenții:

$$\left. \begin{aligned} \underline{I}_a &= \frac{\underline{U}_1 (a^2 \underline{Z}_d + a \underline{Z}_i) + \underline{U}_2 (\underline{Z}_d + \underline{Z}_i)}{3 \underline{Z}_d \underline{Z}_i + \underline{Z} (\underline{Z}_d + \underline{Z}_i)} \\ \underline{I}_b &= \frac{\underline{U}_1 (\underline{Z}_d + \underline{Z}_i) + \underline{U}_2 (a \underline{Z}_d + a^2 \underline{Z}_i) + \underline{U}_i \underline{Z}}{3 \underline{Z}_d \underline{Z}_i + \underline{Z} (\underline{Z}_d + \underline{Z}_i)} \\ \underline{I}_c &= \frac{\underline{U}_1 (a \underline{Z}_d + a^2 \underline{Z}_i) + \underline{U}_2 (a^2 \underline{Z}_d + a \underline{Z}_i) - \underline{U}_i \underline{Z}}{3 \underline{Z}_d \underline{Z}_i + \underline{Z} (\underline{Z}_d + \underline{Z}_i)} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Notînd:

$$k = \frac{\underline{U}_2}{\underline{U}_1} \quad (4)$$

componentele simetrice ale curenților și tensiunilor în funcție de tensiunile de alimentare se scriu:

$$\left. \begin{aligned} \underline{I}_h &= 0 \\ \underline{I}_d &= \underline{U}_1 \frac{\underline{Z}_i (a+k) + j \frac{\underline{Z}}{\sqrt{3}}}{\underline{Z} (\underline{Z}_d + \underline{Z}_i) + 3 \underline{Z}_d \underline{Z}_i} \\ \underline{I}_i &= \underline{U}_1 \frac{\underline{Z}_d (a^2+k) - j \frac{\underline{Z}}{\sqrt{3}}}{\underline{Z} (\underline{Z}_d + \underline{Z}_i) + 3 \underline{Z}_d \underline{Z}_i} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} \underline{U}_h &= 0 \\ \underline{U}_d &= \underline{U}_1 \underline{Z}_d \frac{\underline{Z}_i (a+k) + j \frac{\underline{Z}}{\sqrt{3}}}{\underline{Z} (\underline{Z}_d + \underline{Z}_i) + 3 \underline{Z}_d \underline{Z}_i} \\ \underline{U}_i &= \underline{U}_1 \underline{Z}_i \frac{\underline{Z}_d (a^2+k) - j \frac{\underline{Z}}{\sqrt{3}}}{\underline{Z} (\underline{Z}_d + \underline{Z}_i) + 3 \underline{Z}_d \underline{Z}_i} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

2. Determinarea condițiilor de simetrizare

Fie:

$$\varepsilon = \frac{\underline{U}_i}{\underline{U}_d} \quad (7)$$

raportul complex de nesimetrie. Motorul funcționează în regim simetric dacă $\varepsilon = 0$, adică:

$$\underline{Z} = -j \sqrt{3} (a^2 + k) \underline{Z}_d \quad (8)$$

Notînd:

$$\left. \begin{aligned} \underline{Z} &= R + jX \\ \underline{Z}_d &= R_d + jX_d \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

condiția (8) devine:

$$\left. \begin{aligned} R &= -\frac{3}{2} R_d + \sqrt{3} X_d \left(k - \frac{1}{2} \right) \\ X &= -\sqrt{3} R_d \left(k - \frac{1}{2} \right) - \frac{3}{2} X_d \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Punînd condiția ca elementul defazor să fie nedisipativ, rezultă raportul tensiunilor de alimentare:

$$k = \frac{1}{2} + \frac{\sqrt{3}}{2} \frac{R_d}{X_d} \quad (11)$$

și

$$X = -\frac{3}{2} \frac{R_d^2 + X_d^2}{X_d} \quad (12)$$

adică elementul defazor trebuie să fie capacitiv.

Relațiile (11), (12) se mai pot scrie pentru regimul nominal:

$$\left. \begin{aligned} k &= \frac{1}{2} + \frac{\sqrt{3}}{2} \operatorname{ctg} \varphi_n \\ X &= -\frac{3}{2} \frac{U_n}{I_n} \frac{1}{\sin \varphi_n} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

în care U_n , I_n , $\cos \varphi_n$ sînt tensiunea nominală, curentul nominal și factorul de putere nominal al motorului.

Dacă condițiile (13) sînt satisfăcute, $\underline{U}_h = 0$, $\underline{U}_d = j\underline{U}_1/\sqrt{3}$, $\underline{U}_i = 0$, $\underline{I}_h = 0$, $\underline{I}_d = j\underline{U}_1/\sqrt{3} \underline{Z}_d$ și $\underline{I}_i = 0$, adică tensiunile de alimentare U_1 și U_2 trebuie să fie:

$$\left. \begin{aligned} U_1 &= \sqrt{3} U_n \\ U_2 &= k U_1 \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

și

$$I_a = I_b = I_c = I_n \quad (15)$$

3. Metoda propusă pentru micșorarea dezechilibrului la variații ale tensiunii de alimentare

Condițiile de simetrizare (11) și (12) arată că este posibilă simetrizarea completă a motorului la o anumită tensiune de alimentare și la o anumită sarcină, prin alegerea corespunzătoare a raportului tensiunilor și a reactanței capacitive de defazare. În condițiile de exploatare, variațiile tensiunii de alimentare ar impune o modificare continuă a acestor două mărimi. Pe locomotivele electrice, în prezent, se utilizează două perechi de prize la transformator, pentru a micșora domeniile de

variație a tensiunilor de alimentare a motoarelor. Această măsură este insuficientă și funcționarea dezechilibrată a motoarelor poate duce la supraîncălziri inadmisibile.

O soluție care să conducă la micșorarea dezechilibrului este utilizarea unei reactanțe reglabile (care poate fi o bobină saturabilă) conectată în paralel sau în serie cu bateria de condensatoare, soluție încercată de autori pe un model experimental de putere redusă. Aceasta permite modificarea continuă a reactanței capacitive echivalente a elementului defazor, în funcție de valoarea tensiunii de alimentare. Modificarea continuă a raportului k este inaplicabilă practic, deoarece este echivalentă cu a menține constantă tensiunea de alimentare cu un transformator cu reglare sub sarcină, ceea ce ar complica și ar scumpi foarte mult instalația.

Dezavantajul metodei de modificare a reactanței capacitive echivalente a elementului defazor prin intermediul unei reactanțe inductive reglabile constă în faptul că puterea reactivă a bobinei și condensatorului trebuie să fie mai mare decât puterea reactivă echivalentă necesară, cele două reactanțe având semne contrare. Legarea în paralel a bobinei și condensatorului este mai avantajoasă sub aspectul puterilor instalate față de legarea în serie. Dacă k este raportul dintre reactanțele capacitive echivalente maximă și minimă, puterea reactivă instalată la legarea în serie este de k ori mai mare decât la legarea în paralel [1].

Tensiunea pe elementul defazor, în regim simetric nominal rezultă din relația (13):

$$U_c = \frac{3}{2} \frac{U_n}{\sin \varphi_n} \quad (16)$$

iar puterea reactivă a elementului defazor:

$$Q_c = \frac{P_n}{\sin 2\varphi_n} \quad (17)$$

în care P_n este puterea nominală a motorului. Rezultă că această schemă nu compensează întreaga putere reactivă a motorului:

$$Q = P_n \operatorname{tg} \varphi_n \quad (18)$$

decît în cazul particular

$$\operatorname{tg} \varphi_n = \frac{1}{\sin 2\varphi_n} \quad (19)$$

Factorul de putere egal cu unitatea se realizează pentru:

$$\varphi_n = 45^\circ \quad \cos \varphi_n = \frac{\sqrt{2}}{2} = 0,704.$$

Pentru $\cos \varphi_n > 0,704$ ansamblul funcționează cu factor de putere capacitiv (cazul motoarelor de putere mijlocie și mare), iar pentru $\cos \varphi_n < 0,704$ cu factor de putere inductiv.

4. Încercări experimentale

Modelul de putere redusă din laborator a fost realizat cu ajutorul unui autotransformator reglabil de 18 A, a unui transformator cu prize și a unui motor asincron trifazat cu rotorul în scurtcircuit de 0,250 kW, 330 V. Încărcarea motorului s-a făcut cu ajutorul unui generator de curent continuu cu excitație separată. În vederea determinării variației impedanței directe cu alunecarea, motorul s-a încercat în regim trifazat. Diagramele de variație ale impedanței, rezistenței și reactanței directe cu alunecarea sînt date în figura 3; în aceeași figură este dată variația raportului tensiunilor, calculate cu relațiile (11) și (12), care asigură funcționarea simetrică a motorului la orice încărcare. Se constată o variație foarte mare a raportului k cu încărcarea, ceea ce constituie un

dezavantaj și îngreunează mult posibilitățile de simetrizare la sarcină sau tensiune variabilă. Alegînd, pentru alunecarea nominală a motorului, valorile lui X și k din figura 3, s-a constatat, la tensiune și sarcină nominală, o simetrizare completă a motorului, puterile, curenții și tensiunile pe cele trei faze fiind riguros egale (figura 4 și figura 5).

Menținînd încărcarea motorului constantă și variînd tensiunea de alimentare, pentru aceleași valori ale lui X și k , se constată o dezechilibrare foarte pronunțată (fig. 4 și 5, liniile întrerupte), care constituie cauza frecventelor deranjamente la mașinile

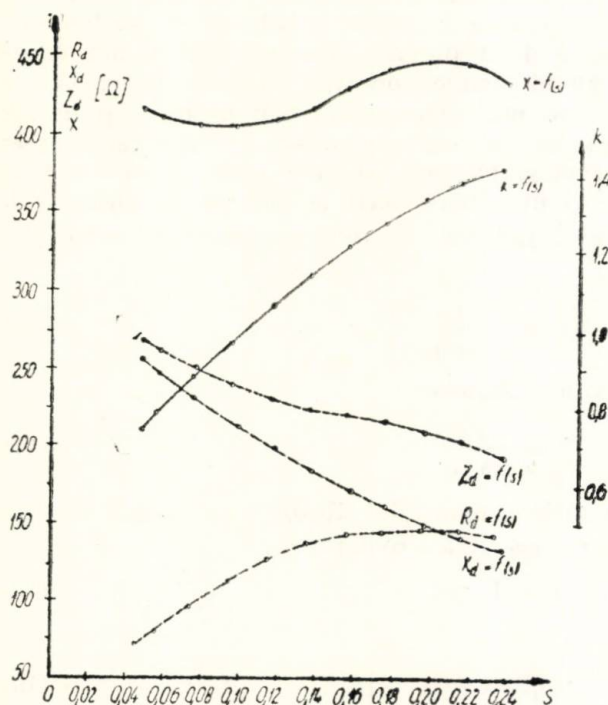


Fig. 3. Variația reactanței capacitive defazoare X și a raportului tensiunilor k cu alunecarea. Z_d , R_d , X_d — impedanța, rezistența și reactanța directă

auxiliare ale locomotivelor electrice aflate în exploatare.

Utilizînd o bobină de reactanță cu întrefier variabil, conectată în serie cu bateria de condensatoare, s-a obținut o îmbunătățire considerabilă a condițiilor de funcționare a motorului (figurile 4 și 5, liniile pline),

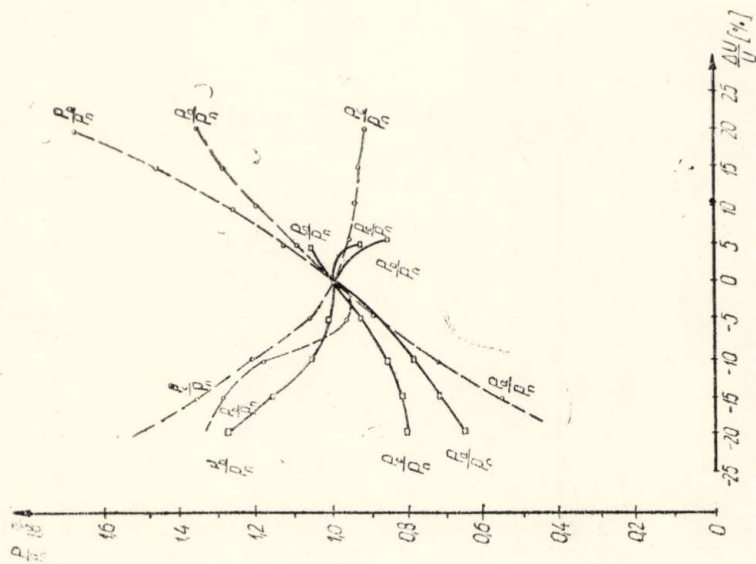


Fig. 4. Variația puterilor pe cele trei faze cu tensiunea de alimentare. Linie întreruptă — fără reglare; linie plină — cu reglare a reactanței capacitive echivalente

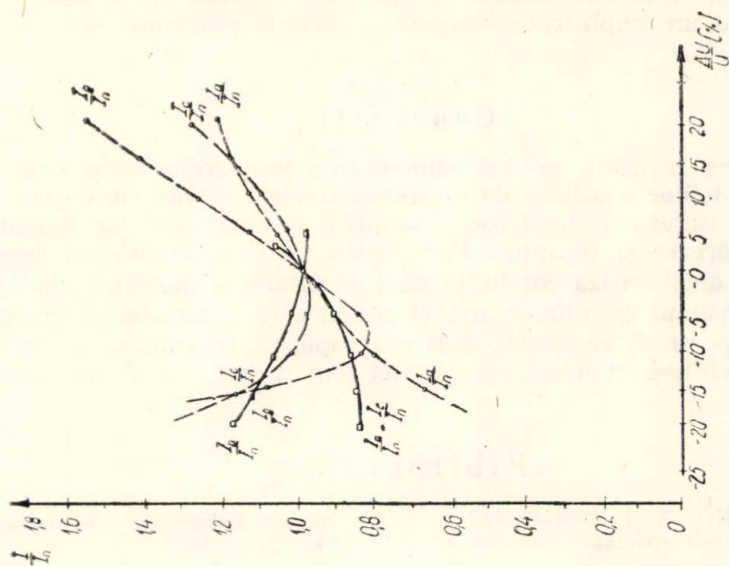


Fig. 5. Variația curenților pe cele trei faze cu tensiunea de alimentare. Linie întreruptă — fără reglare; linie plină — cu reglarea reactanței capacitive echivalente.

curenții de pe două faze fiind menținuți egali, la scăderea tensiunii pînă la 20%. Înlocuind bobina cu întrefier reglabil cu o bobină saturabilă sau cu un amplificator magnetic, variația reactanței se poate realiza automat.

Concluzii

Schema utilizată pentru alimentarea motoarelor asincrone trifazate ale serviciilor auxiliare de pe locomotivele electrice de curent alternativ poate asigura o simetrizare completă a mașinilor, dar numai la o anumită încărcare și tensiune. Prin utilizarea unei bobine cu reactanță reglabilă se ameliorează condițiile de funcționare a motorului la variații mari ale tensiunii de alimentare. O simetrizare completă, la toate tensiunile, nu poate fi realizată, deoarece raportul tensiunilor nu poate fi modificat printr-o metodă acceptabilă din punct de vedere tehnico-economic.

Bibliografie

- [1]. ADAMENKO, A. I.: *Metodi issledovania nesimetricinih asinhronih*

mašin. Izdatelstvo „Naukova Dumka” Kiev, 1969.

LA FONCTION DE TRANSFERT DU MOTEUR ASYNCHRONE EN REGIME DE FREINAGE DYNAMIQUE

M. CALOTĂ, GH. MARGA

Introduction

Eficacitatea, simplitatea și rapiditatea funcționării în regim de frinare dinamică a motorului asincron au determinat utilizarea lui din ce în ce mai largă în sistemele automate. Verificarea stabilității și a performanțelor calitative ale sistemului automat care folosește motorul asincron în regim de frinare dinamică, impune cunoașterea funcției de transfer a motorului în acest regim de funcționare.

Astfel, cuplul de frinare al motorului asincron în regim de frinare dinamică are, în schema structurală a unui sistem automat, același punct de aplicație ca și cuplul rezistent al obiectului de reglare. Ca urmare, mărirea de intrare a funcției de transfer a motorului asincron în regim de frinare dinamică se consideră tensiunea aplicată înfășurării statorului iar mărirea de ieșire, cuplul electromagnetic de frinare al motorului.

Expresia funcției de transfer a motorului asincron în regim de frinare dinamică este destul de complicată, dar la luarea în considerare a condițiilor concrete de funcționare a motorului asincron în regim de frinare se pot folosi forme simplificate a funcției de transfer.

Funcția de transfer a motorului asincron în regim de frinare dinamică

este valabilă atât pentru motorul cu rotorul în scurtcircuit cât și pentru cel bobinat. Întrucât alunecarea de răsturnare este relativ mică la tensiuni mici de alimentare, atunci pentru mărirea efectului de frinare la turații mari ale mecanismului automat, la motoarele asincrone cu rotoarele bobinate este necesară introducerea rezistențelor suplimentare în circuitele rotorice.

Les systèmes automatiques qui utilisent des moteurs asynchrones en régime de freinage dynamique imposent la connaissance des fonctions de transfert de tous les éléments du système, y compris la fonction de transfert en régime de freinage dynamique. Du système linéaire d'équations de tension et du couple des déviations par rapport au régime stationnaire on obtient la fonction de transfert des déviations relatives du couple de freinage par rapport à la tension relative d'alimentation du stator. Les conditions concrètes de fonctionnement du moteur asynchrone en régime de freinage dynamique dans un système automatique déterminent les possibilités de simplification de la fonction de transfert.

L'utilisation toujours plus grande du moteur asynchrone dans les systèmes automatiques [1] a été déterminée par la simplicité, l'efficacité et la rapidité du fonctionnement en régime de freinage dynamique.

Dans les systèmes automatiques, la vérification de la stabilité et des performances qualitatives du système, en cas de l'utilisation du moteur asynchrone en régime de freinage dynamique, représente les conditions essentielles du fonctionnement normal.

Les systèmes automatiques de commande électromécanique utilisent, en général, plusieurs moteurs électriques d'entraînement et des moteurs électriques de freinage. Le freinage, et très souvent la modification de la vitesse de rotation du système automatique, se réalisent par des moteurs asynchrones en régime de freinage dynamique. La grandeur d'entrée de ces systèmes, représente d'habitude la tension ou la fréquence d'alimentation, et la grandeur de sortie, la vitesse de rotation. La fonction de transfert d'un système de réglage automatique est déterminée par tous les éléments du système notamment par tous les moteurs et les machines du système. La connaissance des fonctions de transfert de tous les éléments est très importante afin d'assurer un fonctionnement correct. Par conséquent il est nécessaire de connaître la fonction de transfert du couple de freinage du moteur asynchrone par rapport à la tension d'alimentation du stator.

Dans le schéma structural d'un système automatique, le couple de freinage du moteur asynchrone en régime de freinage dynamique a le même point d'application que le couple résistant de la machine de travail.

Le couple résistant de la machine de travail représente une grandeur perturbatrice incontrôlable, tandis que le couple de freinage produit par le moteur asynchrone en régime de freinage dynamique représente une grandeur perturbatrice contrôlable.

1. Les équations générales du moteur asynchrone en régime de freinage dynamique

Dans le système de coordonnées fixe, par rapport au stator, les équations de tension du stator et du rotor du moteur asynchrone en régime de freinage dynamique sont:

$$u_s = i_s r_s + \frac{d\Psi_s}{dt} \quad (1)$$

$$u_r = i_r r_r + \frac{d\Psi_r}{dt} + j\omega_1 g_f \Psi_r \quad (2)$$

et le couple électromagnétique est donné par les parties imaginaires des expressions:

$$M_f = \frac{3}{2} I_m \{ \dot{\Psi}_r^* \dot{I}_s \} = -\frac{3}{2} I_m \{ \dot{\Psi}_r^* \dot{I}_r \} \quad (3)$$

où u_s et u_r représente la tension du stator et du rotor; i_s et i_r le courant du stator et du rotor; r_s et r_r — la résistance du stator et du rotor; Ψ_s et Ψ_r — le flux total du stator et du rotor; Ψ_r^*

et Ψ_r^* — la conjuguée du flux total du stator et du rotor; $g_f = -\frac{\omega}{\omega_1}$ — le glissement du moteur en régime de freinage dynamique;

ω — la vitesse angulaire du rotor; ω_1 — la pulsation de la tension d'alimentation du stator en régime de fonctionnement de moteur.

Les flux magnétiques totaux peuvent être exprimés en fonction des courants et des inductances du motor, et alors:

$$\Psi_s = L_s i_s + L_m i_r \quad (4)$$

$$\Psi_r = L_r i_r + L_m i_s \quad (5)$$

où L_s et L_r — l'inductance totale du stator et du rotor; L_m — l'inductance mutuelle.

En décomposant les grandeurs u_s , i_s , Ψ_s , u_r , i_r et Ψ_r par rapport aux deux axes perpendiculaires α et β on obtient les relations:

$$\left. \begin{aligned} u_s &= u_\alpha + j u_\beta & u_r &= u_{r\alpha} + j u_{r\beta} \\ i_s &= i_\alpha + j i_\beta & i_r &= i_{r\alpha} + j i_{r\beta} \\ \Psi_s &= \Psi_\alpha + j \Psi_\beta & \Psi_r &= \Psi_{r\alpha} + j \Psi_{r\beta} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Si nous considérons une seule composante de la tension d'alimentation du stator sur l'axe α , et la tension d'alimentation du rotor $u_r = 0$, alors, après avoir remplacé des relations (4), (5) et (6) en (1) et (2) et après avoir égalé les parties réelles et imaginaires on obtient les équations:

$$u_\alpha = i_\alpha r_s + \frac{d\Psi_\alpha}{dt}, \quad (7)$$

$$u_\beta = 0 = i_\beta r_s + \frac{d\Psi_\beta}{dt}, \quad (8)$$

$$u_{r\alpha} = 0 = i_{r\alpha} r_r + \frac{d\Psi_{r\alpha}}{dt} - \omega_1 g_f \Psi_{r\beta}, \quad (9)$$

$$u_{r\beta} = 0 = i_{r\beta} r_r + \frac{d\Psi_{r\beta}}{dt} + \omega_1 g_f \Psi_{r\alpha}, \quad (10)$$

et l'expression du couple deviendra:

$$M_f = -\frac{3}{2}(\Psi_\alpha i_\beta - \Psi_\beta i_\alpha) = -\frac{3}{2}(\Psi_{r\alpha} i_{r\beta} - \Psi_{r\beta} i_{r\alpha}) = -\frac{3}{2}k_s(\Psi_\alpha i_{r\beta} - \Psi_\beta i_{r\alpha}).$$

où $k_s = \frac{L_m}{L_s}$. Parce que $u_\beta = 0$, alors $i_\beta = 0$ et la relation (11) deviendra:

$$M_f = -\frac{3}{2}k_s L_s i_\alpha i_{r\beta}. \quad (12)$$

2. Le fonctionnement stationnaire du moteur asynchrone en régime de freinage dynamique

En régime stationnaire ou permanent les équations (9) — (12) deviendront:

$$U_{\alpha} = I_{\alpha} r_s \quad (13)$$

$$0 = I_{r\alpha} r_r - \omega_1 g_f \Psi_{r\beta} \quad (14)$$

$$0 = I_{r\beta} r_r + \omega_1 g_f \Psi_{r\alpha} \quad (15)$$

d'où on obtient les expressions des courants et du couple:

$$I_{r\sigma} = \frac{g_f}{g_{kf}} I_{r\beta} \quad (16)$$

$$I_{r\beta} = - \frac{g_{kf}^2}{g_{kf}^2 + g_f} \frac{\omega_1 g_f L_m}{r_r} I_{\alpha} \quad (17)$$

$$M_{gf} = - \frac{3}{2} k_s L_s I_{\alpha} I_{r\beta} = \frac{2 M_{kf}}{\frac{g_{kf}}{g_f} + \frac{g_f}{g_{kf}}} \quad (18)$$

où $M_{kf} = \frac{3}{2} \frac{x_m^2}{\omega_1 X_r} I_{\alpha}^2$ représente le couple maximal de freinage:

$$g_{kf} = \frac{r_r}{x_r} = \frac{r_r}{\omega_1 (L_m + L_{dr})} \text{ — le glissement correspondant au couple}$$

maximal de freinage, expression analogue à l'expression connue [1].

La fonction de transfert du moteur asynchrone en régime de freinage dynamique.

Le système d'équations (7) — (11) est nonlinéaire, et par conséquent il est impossible d'obtenir une expression satisfaisante de la fonction de transfert du moteur. Une linéarisation du système d'équations (7) — (11) est possible grâce à la considération de petites déviations des tensions, des courants et des flux magnétiques par rapport aux valeurs stationnaires correspondantes. En considérant $u = U + \Delta u$, $i = I + \Delta i$, les équations (7), (9), (10) et (12) qui correspondent aux déviations, écrites en forme opérationnelle, deviendront:

$$\Delta u_{\alpha} = \Delta i_{\alpha} r_s (1 + p T_s) + p L_m \Delta i_{r\alpha} \quad (19)$$

$$0 = \Delta i_{r\alpha} r_r (1 + p T_r) + p L_m \Delta i_{\alpha} - \omega_1 g_f \Delta i_{r\beta} \quad (20)$$

$$0 = \Delta i_{r\beta} r_r (1 + p T_r) \omega_1 g_f L_r \Delta i_{r\alpha} + \omega_1 g_f L_m \Delta i_{\alpha} \quad (21)$$

$$\Delta M_f = - \frac{3}{2} k_s L_s [I_{\alpha} \Delta i_{r\beta} + I_{r\beta} \Delta i_{\alpha}] \quad (22)$$

où $T_s = \frac{L_s}{r_s}$ est la constante de temps du circuit du stator;

$T_r = \frac{L_r}{r_r}$ — la constante de temps du circuit du rotor.

Après la résolution du système d'équation (19), (20) et (21) on obtient les déviations des courants:

$$\Delta i_{r\alpha} = - \frac{L_m [p(1+pT_r) + T_r g_f^2 \omega_1^2] \frac{\Delta u_\alpha}{r_s}}{r_r \{ [1+p(T_r+T_s) + p^2 T_r T_s'] (1+pT_r) + \omega_1^2 T_r^2 g_f^2 (1+pT_s') \}} \quad (23)$$

$$\Delta i_{r\beta} = - \frac{L_m \omega_1 g_f \frac{\Delta u_\alpha}{r_s}}{r_r \{ [1+p(T_r+T_s) + p^2 T_r T_s'] (1+pT_r) + \omega_1^2 T_r^2 g_f^2 (1+pT_s') \}} \quad (24)$$

et l'expression finale du couple:

$$\begin{aligned} \Delta M_f &= - \frac{2}{3} L_m \left[I_\alpha \Delta i_{r\beta} + I_\beta \frac{\Delta u_\alpha}{r_s (1+pT_s)} - I_\beta \frac{p L_m}{r_s (1+pT_s)} \Delta i_{r\alpha} \right] = \\ &= M_{gf} \frac{\Delta u_\alpha}{u_\alpha} \frac{\{ [1+p(T_r+T_s) + p^2 T_r T_s'] (1+pT_r) + (1+pT_s) + \\ &\quad + \omega_1^2 g_f^2 T_r \left[2+p(T_s+T_s') + \frac{p L_m^2}{r_s r_r} \right] [p(1+pT_r) + \omega_1^2 g_f^2 T_r] \}}{+ \omega_1^2 g_f^2 T_r^2 (1+pT_s')} \end{aligned} \quad (25)$$

Le rapport de la grandeur relative de sortie $\frac{\Delta M_f}{M_{gf}}$ et de la grandeur relative d'entrée, représentées en forme opérationnelle représente la fonction de transfert $Y_f(p)$ du moteur asynchrone en régime de freinage dynamique.

$$\begin{aligned} Y_{f(p)} &= \frac{\frac{\Delta M_f(p)}{M_{gf}}}{\frac{\Delta U_\alpha(p)}{U_\alpha}} = \frac{\{ [1+p(T_r+T_s) + p^2 T_r T_s'] (1+pT_r) + (1+pT_s) + \\ &\quad + \omega_1^2 g_f^2 T_r \left[2+p(T_s+T_s') + \frac{p L_m^2}{r_s r_r} [p(1+pT_r) + \omega_1^2 g_f^2 T_r] \right] \}}{+ \omega_1^2 g_f^2 T_r^2 (1+pT_s')} \end{aligned} \quad (26)$$

4. Hypothèses simplificatrices du régime de freinage dynamique du moteur asynchrone

Dans les systèmes automatiques il y a des mécanismes qui doivent être freinés en fonction d'un certain paramètre. Par conséquent on in-

troduit un amplificateur entre le traducteur et l'excitation continue du stator du moteur. Même si la résistance de sortie r_{sort} de l'amplificateur n'est pas de grande valeur, elle est plus grande que la résistance du stator du moteur asynchrone en régime de freinage dynamique. Dans ce cas on peut considérer $T_s = \frac{L'_s}{r_s + r_{\text{sort}}} \approx 0$ et la fonction de transfert (26) deviendra:

$$Y_{f(p)} = \frac{\{[1 + p(T_r + T_s)](1 + p T_s) + \omega_i^2 g_f^2 T_r^2 (2 + p T) +$$

$$\frac{p \frac{L_m^2}{r_s + r_{\text{sort}}} [p(1 + p T_r) + \omega_i^2 g_f^2 T_r] + \omega_i^2 g_f^2 T_r^2 \}}{(1 + p T_s) \{[1 + p(T_r + T_s)](1 + p T_r) +$$

$$+ p \frac{L_m^2}{r_s + r_{\text{sort}}} [p(1 + p T_r) + \omega_i^2 g_f^2 T_r] + \omega_i^2 g_f^2 T_r^2 \}} \quad (27)$$

Si la résistance de sortie de l'amplificateur est très importante c'est à dire $r_{\text{sort}} \gg r_s$, alors $T_s \approx 0$ et la fonction de transfert aura une forme plus simple:

$$Y_{f(p)} = \frac{(1 + p T_r)^2 + 1 + 2 \omega_i^2 g_f^2 T_r^2}{(1 + p T_r)^2 + \omega_i^2 g_f^2 T_r^2} \quad (28)$$

Les relations (27) et (28) sont valables pour les moteurs asynchrones à rotors en court-circuit et pour les moteurs asynchrones à bagues, sans résistances supplémentaires rotoriques.

La meilleure méthode d'agrandir le glissement g_{kf} du moteur asynchrone à bagues en régime de freinage dynamique est représentée par l'introduction des résistances supplémentaires R_r dans le circuit rotorique du moteur. Par conséquent on peut considérer $T_s \approx T_r \approx 0$, et avec une précision satisfaisante on obtient la fonction de transfert du moteur asynchrone à rotor à bagues avec résistances supplémentaires rotoriques en régime de freinage dynamique:

$$Y_{f(p)} = \frac{2(1 + p T_s) + \omega_i^2 g_f^2 T_r^2 (2 + p T_s)}{(1 + p T_s) + \omega_i^2 g_f^2 T_r^2} \quad (29)$$

Par la réalisation de la condition supplémentaire qui détermine $T \approx 0$, le moteur asynchrone à rotors à bagues, a un comportement similaire à celui d'un élément proportionnel (sans inertie) dont le coefficient adimensionnel (relatif) de transfert deviendra:

$$Y_f(0) = 2 \quad (30)$$

ou sous la forme dimensionnelle:

$$Y_f(0) = \frac{\Delta M_f(0)}{\Delta U_a(0)} = 2 \frac{2 M_{kf} g_{kf} g_f}{g_{kf}^2 + g_f} \quad (31)$$

où $g_{kf} = \frac{r_r + R_r}{\omega_1 (L_m + L_{dr})}$ — le glissement, qui correspond à la valeur maximale M_{kf} , déterminé par la résistance totale rotorique $r_r + R_r$ et par le degré de saturation du circuit magnétique qui influence l'inductance mutuelle.

C o n c l u s i o n s

L'étude complète des systèmes automatiques qui utilisent des moteurs asynchrones en régime de freinage dynamique impose l'obtention de la fonction de transfert pour le même régime.

Dans ce cas il est possible d'analyser la stabilité et les performances des systèmes automatiques qui utilisent des moteurs asynchrones en régime de freinage dynamique.

Les conditions concrètes de travail du moteur asynchrone en régime de freinage dynamique, lorsque le moteur est placé dans un système automatique, peuvent déterminer une forme simplifiée de la fonction de transfert si cette simplification est possible. L'amélioration des performances dynamiques est possible après l'analyse de la fonction de transfert qui détermine les mesures concrètes de diminuation des constantes de temps du stator et du rotor. L'adaptation des impédances de sortie et d'entrée représente elle aussi une mesure très importante d'amélioration des performances dynamiques.

Les tensions d'alimentation réduites U_α déterminent en général des glissements réduits. Par conséquent, pour réaliser l'augmentation de l'effet de freinage correspondant aux vitesses importantes de rotation, dans le cas de moteurs asynchrones à rotors à bagues, il est nécessaire d'introduire des résistances supplémentaires dans les circuits du rotor.

B i b l i o g r a p h i e

- | | |
|---|---|
| <p>[1]. SAAL, C.: <i>Acțiunări electromagnetice. Comportarea motoarelor electrice uzuale. Alegerea motoarelor.</i> Litografia Institutului politehnic Braşov, 1970.</p> | <p>[2]. MEISTEL, A. M.: <i>Dinamiceskoe tormojenie privodov s assinhronim dvigateliami.</i> Moskva — Leningrad, Energiia, 1964.</p> |
|---|---|



PROGRAMUL DE CALCUL AL CAPACITĂȚII SERIE ÎN SERVICIU DE SUPRATENSIUNE PENTRU UN GALET AL UNUI TRANSFORMATOR

SN

I. MĂRGINEANU

În lucrare se prezintă un program de calcul pentru capacitatea serie în serviciu de supratensiune a galetului unui transformator de forță, folosindu-se relații de calcul obținute de autor într-o lucrare anterioară.

Sînt prezentate aspecte specifice, care au intervenit în cursul rezolvării problemei.

Programul de calcul elaborat este general, putîndu-se aplica pentru orice geometrie a înfășurării continue în galeti răsturnați.

Die Wahl der Ketten von Vierpolen als mathematisches Modell für das Studium der Ausbreitung der Überspannungswellen hat zu Ergebnissen geführt, die mit den praktischen Versuchen gut übereinstimmen.

Jedes Element der Vierpol-Ketten

hat Reihenkapazität, Induktivität, Gegeninduktivität und Kapazität gegenüber der Erde.

Die Berechnung der Vierpolelemente muss mit Genauigkeit erfolgen, da durch ungenaues Rechnen unterlaufene Fehler ernste Folgen für das Studium haben.

In der Arbeit wird ein Rechenprogramm für Reihenkapazitäten im Überspannungsbetrieb der Spule eines Umwandlers aufgestellt.

Es werden Beziehungen verwendet, die vom Verfasser in einem vorherigen Artikel bekanntgemacht wurden. Spezifische Programmierungsaspekte, die während der Lösung der Aufgabe aufgetaucht sind, werden dargestellt.

Das Rechenprogramm ist allgemein und man kann es für jede verstärkte Wicklung anwenden.

1. Introducere

Studiul teoretic al fenomenelor de impuls în transformatoare presupune stabilirea unui model matematic corect din analiza căruia să rezulte valorile tensiunilor între înfășurare și celelalte elemente ale transformatorului, determinîndu-se solicitarea izolației. Cunoașterea solicitării izolației transformatorului pune la dispoziția proiectantului date în legătură cu comportarea în exploatare a transformatorului, prevenindu-se reducerea siguranței în funcționare a sistemului electroenergetic, în care va funcționa transformatorul, ca urmare a străpungerii izolației sale datorită undelor de supratensiune.

Adoptarea lanțului de cuadripoli, ca model matematic pentru studiul fenomenelor de propagare a undelor de supratensiune în transformator, a dus la rezultate, care sînt în bună concordanță cu cercetările experimentale [1, 2].

Fiecare element al lanțului de cuadripoli, care corespunde, în cazul înfășurării continue în galeți, cu un galeț, ce are capacitate serie, inductivitate proprie și mutuală cu secțiunile învecinate și capacitate față de pămînt.

Calculul elementelor cuadripolului trebuie făcut cu precizie mare, erorile introduse printr-un calcul inexact avînd implicații serioase asupra concluziilor finale ale studiului.

Într-o lucrare anterioară [3] a fost stabilită o formulă de calcul pentru capacitatea serie în serviciu de supratensiune a galețului unui transformator. Dificultățile de calcul, care apar în utilizarea formulei pot fi eliminate dacă se utilizează un calculator electronic.

În lucrare se prezintă algoritmul, programul de calcul, precum și aspecte specifice apărute în cursul rezolvării problemei.

2. Prezentarea matematică a problemei

Determinarea capacității serie în serviciu de supratensiune s-a făcut în lucrarea [3] pornindu-se de la egalitatea energiilor electrice înmagazinate în capacitatea echivalentă și în rețeaua de capacități a galețului. A rezultat formula:

$$K = 2 \left[C_{p12} + C_{p1n+1} + \sum_{k=2}^n C_{p2k} d_k^2 + \sum_{k=2}^n C_{p1k} (1 - d_k)^2 + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \sum_{k=2}^n C_{sk} (d_k - d_{k+1})^2 + \frac{1}{2} C_{s1} (1 - d_2)^2 \right], \quad (1)$$

în care capacitățile C_{p1k} , C_{p2k} , C_{sk} rezultă din relații de forma [3]:

$$C_{mjk} = A \sum_i \ln \frac{x_i (y_i - 1)}{y_i (x_i - 1)} \quad (2)$$

Valorile d_k ($k = 2, 3, \dots, n$) reprezintă valorile tensiunilor în punctul k , la aplicarea unei trepte unitate de tensiune și se obțin dintr-un sistem de $n-1$ ecuații liniar, în care coeficienții se calculează în funcție de valorile capacităților C_{mjk} , $n+1$ fiind numărul de spire al galețului.

Sistemul de ecuații a fost dedus în lucrarea [3], fiecare ecuație reprezentînd sarcina din interiorul unei suprafețe care trece printre armăturile condensatoarelor din jurul unui punct al rețelei echivalente de capacități a galețului.

În relația (2) x_i și y_i sînt soluțiile unor ecuații transcendente de forma:

$$Y(x) = M \sum_i \ln G_i(x) + N \sum_i \operatorname{arctg} F_i(x) + P = 0, \quad (3)$$

aceste ecuații stabilind corespondența dintre punctele frontierei a două domenii în cadrul unei transformări conforme. Coeficienții M , N , P precum și forma funcțiilor $G_i(x)$ și $F_i(x)$ depind de dimensiunile geometrice ale înfășurării.

3. Algoritm de calcul

Pentru rezolvarea cu ajutorul unui calculator numeric a unei probleme de această formă este necesar să se cunoască algoritmul de calcul și să se elaboreze un program de calcul.

Soluția ecuației transcendente de forma (3) se va găsi utilizând metoda divizării intervalului, în care se găsește soluția.

Se calculează valorile funcției $Y(x)$ în punctele intervalului și se compară semnele funcției în două puncte succesive. Este evident că soluția ecuației se află în limitele primului interval în care:

$$Y[x+k\Delta x] \cdot Y[x+(k+1)\Delta x] < 0, \quad (4)$$

Δx fiind pasul de calcul.

În intervalul ales în acest mod se procedează la o divizare a pasului de calcul și la determinarea în cadrul acestuia a unui nou interval, de p ori mai mic în care este îndeplinită condiția (4).

Dacă se repetă această operație de un număr suficient de ori, intervalul în care se găsește rădăcina ecuației poate fi făcut oricât de mic și prin urmare, se poate determina rădăcina ecuației cu gradul de precizie dorit.

Pentru găsirea soluțiilor d_k din relația (1) se va folosi metoda Gauss, potrivit căreia sistemul de ecuații sub formă matricială:

$$[A_{mm}][d_m] = [B_m], \quad (5)$$

în care matricea $[A_{mm}]$ are elementele A_{ij} diferite de zero, se transformă în sistemul echivalent.

$$[A'_{mm}][d_m] = [B_m], \quad (6)$$

cu matricea $[A'_{mm}]$ având elementele de sub diagonală principală egale cu zero.

În cazul problemei propuse elementele matricei $[A_{mm}]$ sînt [3]:

$$\left. \begin{aligned} A_{ii} &= C_{si} + 2C_{pi+1} + 2C_{p2i+1} + C_{si+1}; \\ A_{ii+1} &= -C_{si+1}; \\ A_{ii-1} &= -C_{si}; \\ A_{ik} &= 0, \quad k \neq i, i+1, i-1. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Obținerea formei triunghiulare se realizează ușor în cazul analizat, deoarece matricea $[A_{mm}]$ are, după cum rezultă din relația (7), termenii diagonali diferiți de zero ($A_{ii} \neq 0$).

Linia a doua a matricei se aduce la forma triunghiulară, dacă se scade din linia a doua, prima linie, în care s-a făcut împărțirea cu primul element al primei linii și înmulțirea cu elementul de pe primul loc din linia a doua.

Pentru obținerea formei triunghiulare a matricei $[A_{mm}]$, care este simetrică, se aplică deci relația:

$$A_{jk}^{(p)} = A_{jk}^{(p-1)} - \sum_{i=1}^{j-1} \frac{A_{ji}^{(p-1)} A_{ik}^{(p-1)}}{A_{ii}^{(p-1)}}, \quad (8)$$

în care j și k iau valorile $1, 2, \dots, m$, $j \leq k$, indicii (p) și $(p-1)$ arătând că elementele respective aparțin matricei $[A_{mm}]$, după p respectiv $p-1$ transformări.

Matricea $[B_n]$ se transformă cu relația:

$$B_j^{(p)} = B_j^{(p-1)} - \sum_{i=1}^{j-1} \frac{A_{ji}^{(p-1)}}{A_{ii}^{(p-1)}} B_i^{(p-1)}, \quad (9)$$

indicele j luând succesiv valorile $1, 2, \dots, m$, iar p are aceeași semnificație ca mai sus.

Obținerea soluțiilor sistemului din relația (5) se face, transformând mai întâi matricea $[B_m^{(m)}]$ în matricea $[d_m^{(m)}]$ prin împărțirea la termenii diagonali $A_{ii}^{(m)}$ ai matricei $[A_{mm}^{(m)}]$:

$$d_i^{(m)} = \frac{B_i^{(m)}}{A_{ii}^{(m)}}, \quad (10)$$

pentru $i = 1, 2, \dots, m$ ($m = n - 1$), iar apoi prin substituția „înapoi“:

$$d_i = d_i^{(m)} - \sum_{j=i+1}^m \frac{A_{ij}^{(m)}}{A_{ii}^{(m)}} d_j, \quad (11)$$

indicele i luând succesiv valorile $m, m-1, \dots, 1$.

4. Programul de calcul

Programul de calcul al capacității serie va fi alcătuit dintr-un program principal și mai multe subrutine de calcul a soluțiilor ecuațiilor transcendente, pe care le vom denumi SOLTRI, subrutina de transformare a matricei $[A_{mm}]$, pe care o vom denumi DIAG și subrutina de rezolvare a sistemului de ecuații, denumită GAUSS.

Subrutinele pentru rezolvarea ecuațiilor transcendente se bazează pe organigrama din figura 1. Simbolurile folosite sînt cele din limbajul FORTRAN [4].

Pentru diferite subrutine funcția $Y(x)$ se va scrie diferit, depinzind de forma ecuației de rezolvat. De asemenea, punctul de pornire al iterațiilor va căpăta valori diferite, în cadrul diferitelor subrutine. În prima etapă a calculului se determină valoarea funcției $Y(x)$ pentru

un punct situat în dreapta punctului de pornire și se memorează valoarea (Y_2). Apoi se adaugă pasul DX și se calculează valoarea funcției pentru noua valoare a argumentului ($X_1 = X_2 + DX$) memorându-se valoarea ei (Y_1). Dacă semnul funcției nu s-a schimbat sau dacă valoarea funcției nu a ajuns suficient de apropiată de zero (astfel ca X_1 să poată fi considerată cu o eroare stabilită inițial, soluție a ecuației), valoarea calculată a funcției este memorată, la ultima valoare a argumentului se adaugă pasul DX și semnul valorii memorate se compară cu semnul valorii calculate, pentru noua valoare a argumentului. Se procedează astfel până când una din condițiile enunțate mai sus este îndeplinită.

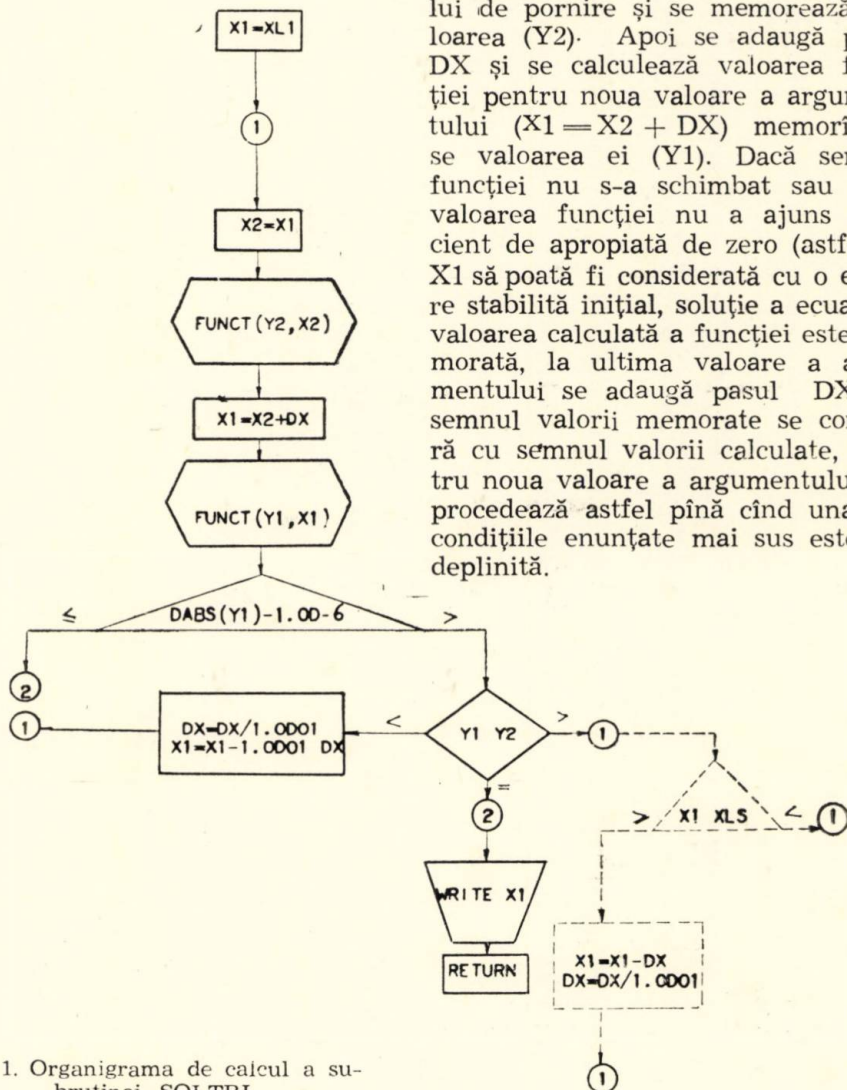


Fig. 1. Organigrama de calcul a subrutinei SOLTRI.

În cazul în care prima condiție este îndeplinită, se memorează valoarea argumentului din stînga intervalului, în care s-a realizat schimbarea de semn, se micșorează pasul și se repetă operațiile de mai sus.

Dacă este îndeplinită condiția a doua se tipărește valoarea soluției $x = X1$.

În această situație se poate ajunge și după un număr oarecare de divizări ale pasului.

Programul de calcul al capacității serie se bazează pe organigrama din figura 2.

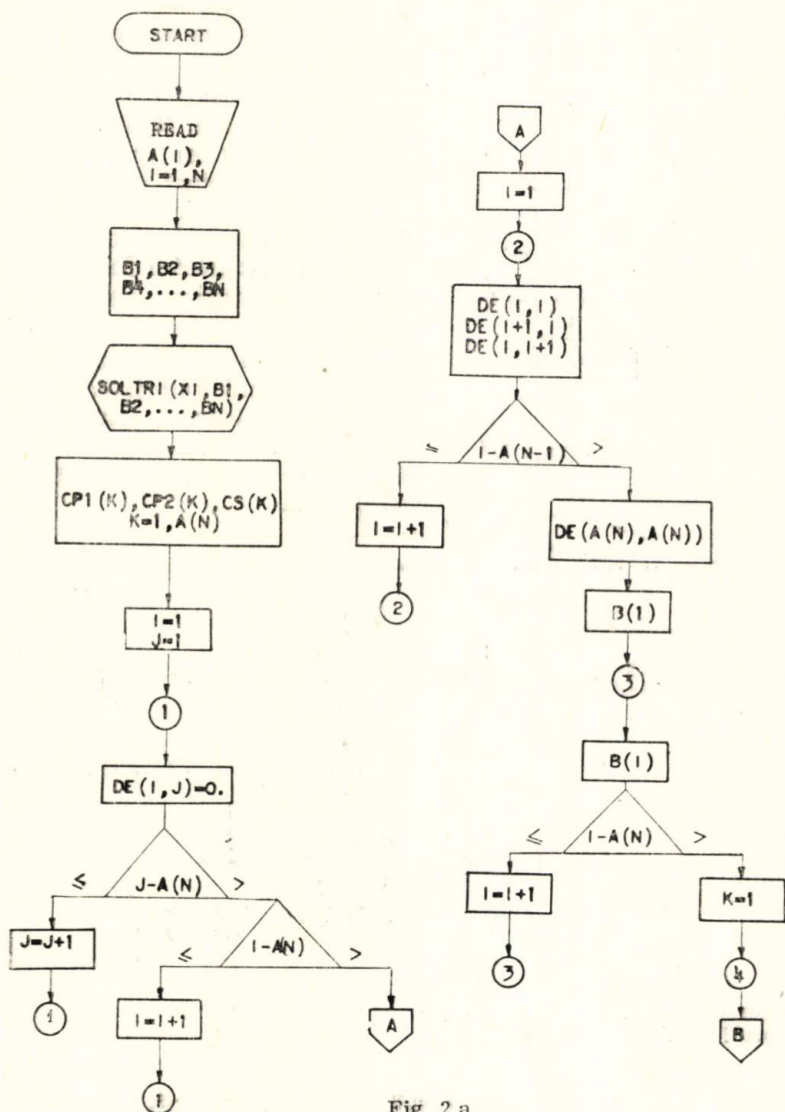


Fig. 2 a.

Fig. 2 a, b. Organigrama de calcul a capacității serie și a repartiției inițiale de tensiune

Organigrama cuprinde un bloc de intrare, un bloc de alocare a masivelor unidimensionale și bidimensionale, un bloc de inițializare, blocuri de decizii logice, blocuri de calcul, blocuri de tipărire, blocul conținând subrutinele de calcul SOLTRI, blocul conținând subrutina DIAG și blocul conținând subrutina GAUSS.

După pornirea calculatorului și alocarea unui număr de celule în memorie pentru masivele care intervin în calcule, se introduc în calculator datele numerice ale înfășurării precum și valorile constantelor dielectrice ale izolației galetului.

Programul calculează mai întâi valorile, care, în afara datelor inițiale, vor fi transmise subrutinelor. Apoi se apelează subrutinele SOLTRI pentru determinarea constantelor x_i și y_i cu ajutorul cărora se calculează apoi capacitățile C_{p1k} , C_{p2k} , și C_{sk} . În continuare se calculează coeficienții sistemului, din care rezultă valorile d_k , reprezentînd valorile repartiției inițiale de tensiune în galet cu ajutorul cărora se face calculul capacității serie. Formulele de calcul introduse în organigramă sînt din [3].

Rezolvarea sistemului de ecuații obținut se face în cadrul subrutinei GAUSS (figura 4), după ce în prealabil cu ajutorul subrutinei DIAG (figura 3) se realizează transformarea matricei sistemului. Este necesară utilizarea unei subrutine speciale pentru intervertirea rîndurilor în matrice, în cazul în care un coeficient de pe diagonala princi-

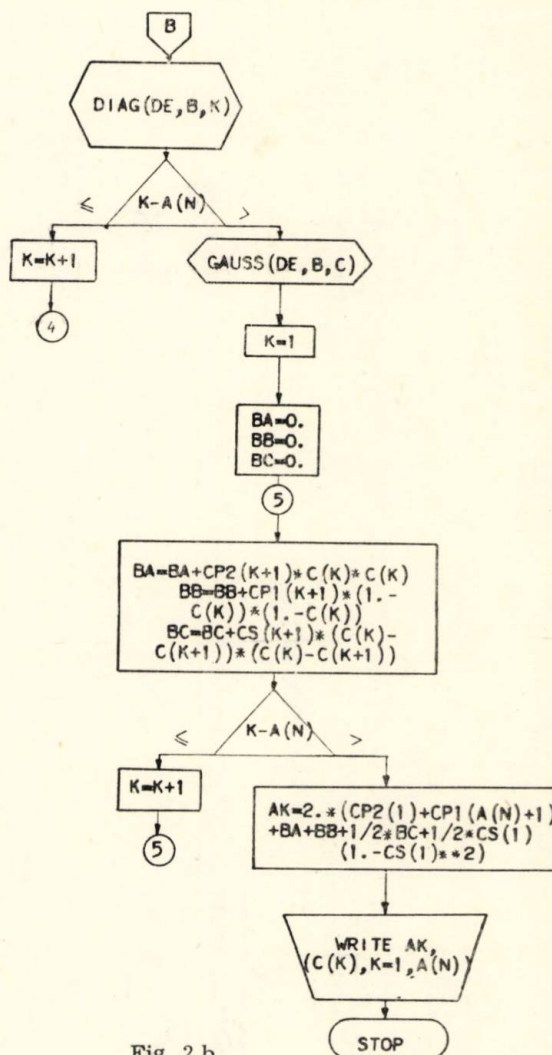


Fig. 2 b.

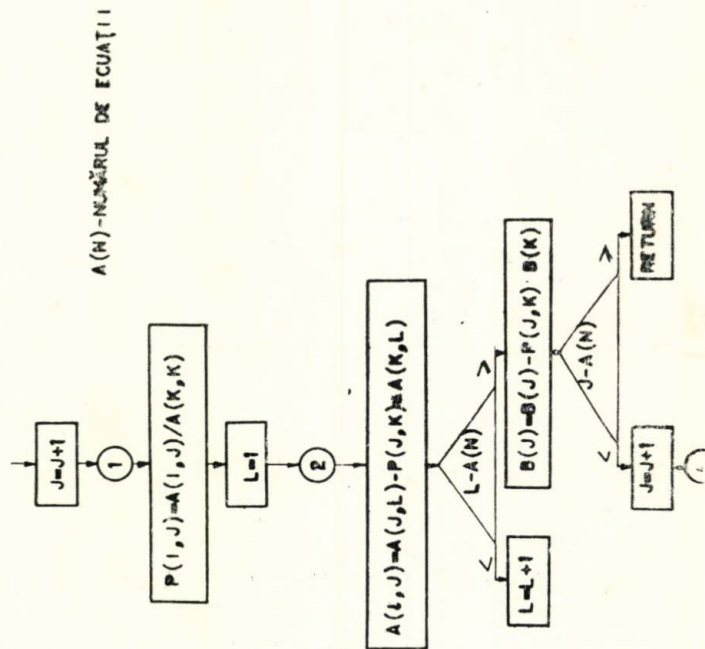


Fig. 3. Organigrama de calcul a subrutinei DIAG.

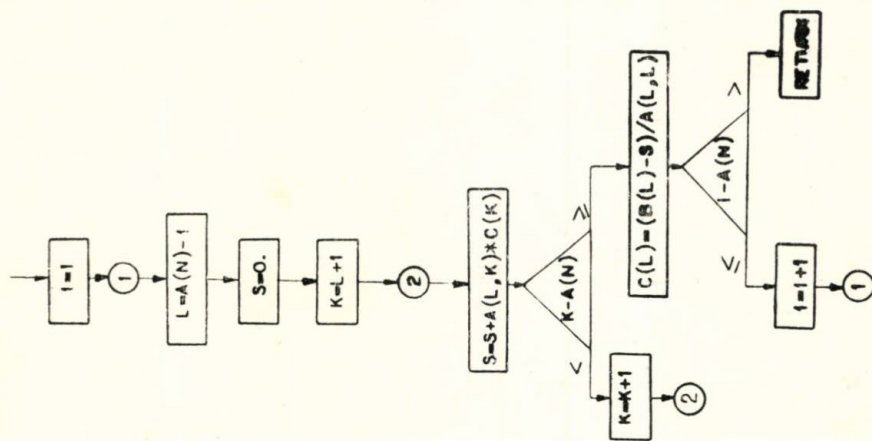


Fig. 4. Organigrama de calcul a subrutinei GAUSS.

pală este zero. Subrutina pentru detectarea situației în care reordonarea este inutilă, deoarece toți coeficienții variabili x_1 sînt nuli, nu este necesară deoarece în cazul nostru astfel de situații nu intervin datorită caracterului problemei de rezolvat.

În final cu formula (1) se calculează valoarea capacității serie.

5. Rezultatele calculului numeric

Pentru verificarea programului de calcul s-a ales un galet al transformatorului TTU-NS (NL) 31,5/20, 110/6,6 (figura 5).

În cursul programării și mai ales la execuție au apărut cîteva probleme, a căror rezolvare este dată mai jos.

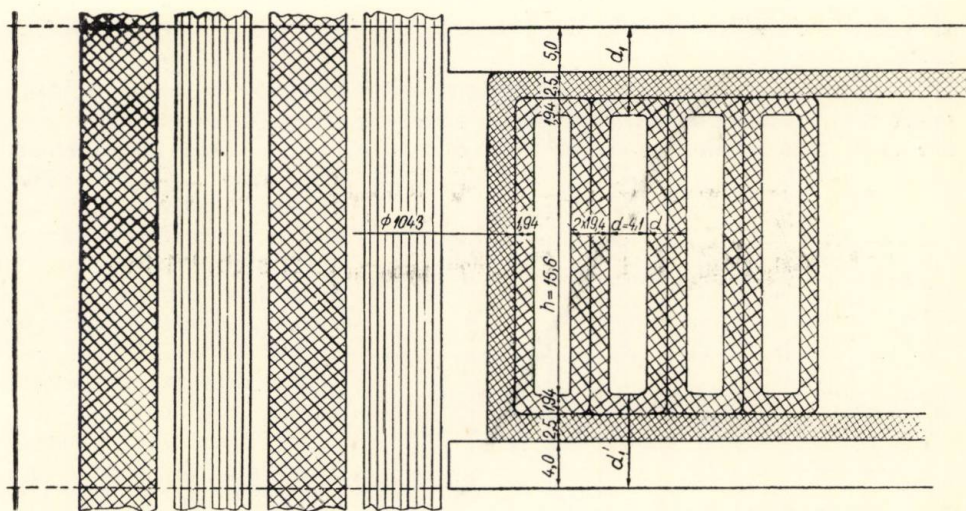


Fig. 5. Galetul de înaltă tensiune al transformatorului TTU-NL(NS) 31,5/20, 110/6,6

Ecuția transcendentă de forma (3) are în intervalul (a, b) două soluții care reprezintă valorile X_k și X_{k+1} ; acestea urmează să fie introduse în (2) pentru determinarea capacităților schemei echivalente a galetului.

În cazul ales s-a obținut [3]:

$$Y(x) = \frac{d_1}{\pi} \left\{ 2 \left[\arctg \sqrt{\left| \frac{x-b}{x-a} \right|} - \arctg \frac{1}{b} \sqrt{\left| \frac{x-b}{x-a} \right|} \right] + \right. \\ \left. + \frac{b-1}{\sqrt{b}} \ln \left| \frac{1 - \sqrt{\left| \frac{x-b}{b(x-a)} \right|}}{1 + \sqrt{\left| \frac{x-b}{b(x-a)} \right|}} \right| \right\} + \frac{h}{2} = 0, \quad (12)$$

cu d_1 și h rezultând din figura 3, iar a și b rezultă din relațiile stabilite în lucrarea [3].

$$\frac{b-1}{\sqrt{b}} = \frac{d_2}{d_1},$$

$$a = \frac{1}{b}.$$
(13)

Pentru valorile rezultate din figura 5 și din (13) variația funcției (12) are aspectul din figura 6.

Există pericolul ca, la un pas de calcul ales nejudicios, să nu se reușească găsirea celor două soluții deoarece:

$$|x_{k+1} - x_k| < \Delta x$$
(14)

și valorile funcției la cele două capete ale intervalului sînt de același semn.

Eliminarea acestui inconvenient este posibilă deoarece soluțiile ecuațiilor transcendente reprezintă abscisele transformărilor conforme ale unor puncte ale frontierei unui domeniu, iar în cazul transformării conforme perfect determinate poziția oricărui punct de pe frontieră poate fi stabilită în raport cu cele trei puncte a căror corespondență arbitrară a fost aleasă inițial pentru a determina transformarea conformă.

Dacă se cunoaște intervalul, în care se găsesc soluțiile ecuației (12), atunci se poate elabora un program în cadrul căruia pasul de calcul este ales automat de către mașină în felul următor:

— inițial se adoptă un pas de calcul, care se alege de către programator în funcție de mărimea intervalului în care se caută soluția, în așa fel

încît explorarea intervalului să nu se facă într-un timp prea îndelungat;

— pasul va rămîne constant pînă la depășirea limitei din dreapta a intervalului în care se găsește soluția. Dacă nu s-a localizat intervalul în care este realizată condiția (4) înseamnă că pasul îndeplinește condiția (14), iar soluția se găsește în interiorul ultimului interval;

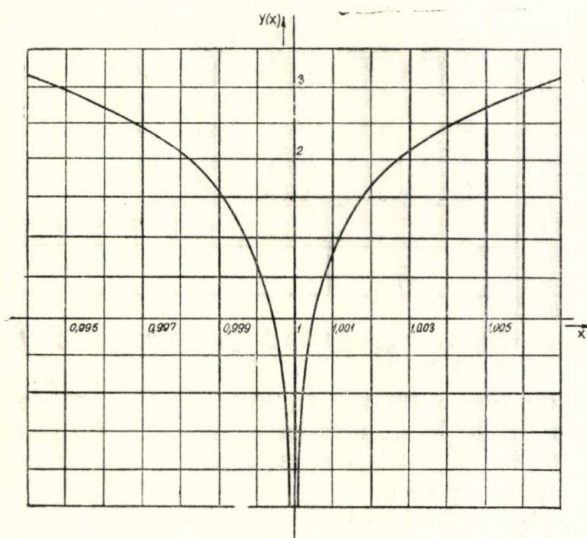


Fig. 6. Variația funcției $Y(x)$ pentru $d_1 = 9,44$ cm; $h = 15,1$

— în program, în funcție de semnul expresiei în punctul $b - (a + i\Delta X)$ în care i reprezintă numărul de pași efectuați, se realizează o întoarcere în punctul $a + (i - 1) \Delta X$ și se micșorează pasul prin împărțirea la p . Se realizează o reducere a timpului de calcul față de varianta, în care utilizându-se subrutina RTMI de rezolvare a ecuațiilor transcendente din biblioteca calculatorului, se fixează inițial, un pas prea mic precum și apariția unui mesaj fals la consolă în cazul, în care se limitează prin program numărul de pași. În ceea ce privește programul principal este necesar să se arate că o reducere a timpului de efectuare se realizează dacă are loc introducerea sau extragerea automată în grup, a unui număr relativ important de informații. S-a evitat pentru aceasta utilizarea unor instrucțiuni READ sau WRITE în cadrul ciclurilor DO.

Concluzii

Folosind relațiile de calcul, stabilite într-o lucrare anterioară, se elaborează un program de calcul al capacității serie în serviciu de supratensiune a galetului unui transformator. S-au studiat aspecte specifice care au intervenit în cursul efectuării programului.

Pentru rezolvarea ecuațiilor transcendente s-a folosit o subrutină cu timp de calcul mai mic decât cele aflate în biblioteca calculatorului, rezultând o reducere importantă a timpului total de rezolvare a programului.

Programul de calcul este general aplicându-se ușor oricărei geometrii a înfășurării continue în galet.

Utilizarea unui calculator numeric pentru determinarea capacității serie în serviciu de supratensiune a unui galet reduce mult timpul de determinare a parametrilor schemei echivalente a transformatorului.

Bibliografie

- [1]. DRĂGAN, G., COATU, S.: *Quelques considérations sur les phénomènes d'impulsion dans les transformateurs*. Revue E. (Belgique), vol. 5, (1967), p. 170—176.
- [2]. IOVASS-NAGY, V., SZENDY, C.: *Calculation of transient voltages in a transformer connected to a transmission line*. Proceedings IEE, vol. 111, nr. 6, June 1964, p. 1133—1136.
- [3]. MĂRGINEANU, I.: *Calculul capacității serie a unui galet de înaltă tensiune a unui transformator de forță*. În curs de apariție, Energetica.
- [4]. DIMO, P.: *Programarea în FORTRAN*. Editura didactică și pedagogică. București, 1971.

BULETINUL UNIVERSITĂȚII DIN BRAȘOV
Seria A — Mecanică aplicată — Construcții de mașini
Vol. XIV — 1972

Construcția de autovehicule și mașini agricole

★

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRAȘOV
Series A — Applied Mechanics — Machine Building
Vol. XIV — 1972

Building of motor-vehicles and farming machines

★

BULLETIN DE L'UNIVERSITÉ DE BRAȘOV
Serie A — Mécanique appliquée — Construction de machines
Vol. XIV — 1972

Construction d'automobiles et de machines agricoles

★

MITTEILUNGEN DER UNIVERSITÄT ZU BRAȘOV
Serie A — Angewandte Mechanik — Maschinenbau
Band XIV — 1972

**Bau von Kraftfahrzeugen und von
Landwirtschaftlichen Maschinen**

★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
Серия А — Прикладная механика — Машиностроение
Том XIV — 1972

Автомобилестроение и сельскохозяйственностроение

★

CONTRIBUȚII LA CALCULUL PROCESULUI DE DESTINDERE ÎN DIAGRAMA TERMODINAMICĂ

D. ABĂITĂNCI

O metodă expeditivă pentru calculul termic al motoarelor cu ardere internă adecvată activității ingineresti de proiectare, o constituie metoda grafică a diagramei termodinamice.

În mod obișnuit, pentru calculul politropei de destindere se fac unele aproximații care în multe cazuri introduc abateri însemnate față de politropa obținută pe cale experimentală.

În sensul măririi preciziei de calcul a procesului de destindere în diagrama termodinamică, în lucrarea de față se propune o metodă de calcul care să țină seama mai mult de fenomenul real. Se acceptă că în cilindru motorului evoluează gaze semi-ideale; procesul începe cînd în cilindru se atinge presiunea maximă și se termină la deschiderea supapei de evacuare. Deoarece schimbul de căldură în acest proces nu este constant și nu are o variație lineară, calculul se desfășoară pe intervale; mărimea intervalului se adoptă suficient de mică pentru a considera atît suprafața de cedare a căldurii cît și temperatura gazelor în interval ca avînd mărimi constante.

Pe baza ipotezelor enunțate în lucrare se prezintă calculul căderii de temperatură datorită schimbării căldurii pentru un interval oarecare „i” și se indică modul de obținere a unui punct al politropei de destindere în diagrama T-S. Prin repetarea calcu-

lului pentru un număr suficient de intervale, se obțin puncte „i” prin unirea cărora rezultă graficul politropei de destindere.

Pour l'augmentation de la précision de calcul du processus de détente dans la diagramme thermodynamique, dans cet ouvrage on propose une méthode de calcul qui tient compte de plus, de phénomène réel.

Parce que l'échange de chaleur dans ce processus n'est pas constant et n'a pas une variation linéaire, le calcul se développe par intervalles; la grandeur du l'intervalle s'adopte d'une manière suffisant d'insignifiant pour considérer la surface de la chaleur ainsi que la température des gaz dans l'intervalle comme ayant des grandeurs constantes.

A base des hypothèses énoncées, dans l'ouvrage on présente le calcul du chute de la température due à l'échange de la chaleur pour un intervalle quelconque „i” et on indique la méthode d'obtenir d'un point de la polytrophe de détente dans la diagramme T-S. Par la répétition du calcul pour un nombre suffisant d'intervalles, on obtien des différents points „i” par la réunion desquels résulte le graphyque de la polytrophe du détente.

La méthode graphyque de la diagramme thermodynamique est une méthode expéditive pour le calcul thermique des moteurs a combustion

interne adéquat à l'activité ingénieuresque d'établissement de projet. La pratique usuelle dans cette méthode de calcul de l'échange de chaleur dans le processus de détente considérant le passage de la chaleur sur l'entière course de détente [5] est inadéquant dans les plusieurs cas, les résultats présentant des importantes écarts vis-à-vis de la diagramme indiqué élevé sur moteur.

Dans l'ouvrage on présente une méthode graphique de calcul du processus de détente pour la diagramme thermodynamique T-S, pour approcher le processus calculé face de processus réel dans le plus élevé degré.

On admet les suivants hypoteses:

— Le processus de détente commence dans le moment quand dans le cylindre on fait enregistrer la pression maximale et se termine dans le moment d'ouverture de la soupape d'évacuation;

— dans le cylindre ils évoluent des gaz semiparfait unitaire;

— le calcul se déroule par intervalles;

— on adapte une grandeur d'intervalle assez réduit pour considérer la surface de cession de chaleur ainsi que la température des gaz dans l'intervalle constante. On calcule la quantité de chaleur cédée au milieu de refroidissement par une certaine surface, par la relation:

$$Q_{M_i} = \alpha_i F_i (T_i - T_w) \tau_i \frac{M}{G} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right], \quad (1)$$

ou $\alpha_i [\text{W/cm}^2 \text{K}]$ est le coefficient de transfer de la chaleur; $F_i [\text{m}^2]$ — la surface de cession de la chaleur dans l'intervalle „i“; $T_i [\text{K}]$ — la température des gaz dans le cylindre dans l'intervalle „i“; $T_w [\text{K}]$ — la température des parois; $\tau_i [\text{s}]$ — le temps de passage de la chaleur, $G [\text{kg}]$, la masse de la quantité de gaz que entre pendant un cycle; M — le poids moléculaire des gaz brûlés.

On peut calculer par l'équation (2) la surface de passage de la chaleur F_i (qui consiste de la surface du cylindre qui est en contact avec les gaz brûlés, la surface du piston et la surface de la culasse) par les notations du figura 1:

$$F_i = z \left[2 \frac{\pi D^2}{4} + \pi D X_i \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \right] [\text{m}^2], \quad (2)$$

ou le rapport $\varepsilon/(\varepsilon - 1)$ tient compte de la grandeur de la chambre de combustion, et X_i est la course du piston adéquat à l'intervalle de calcul et qui on peut calculer de l'équation:

$$X_i = r \left(1 - \cos \psi_i + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \psi_i \right) [\text{m}]. \quad (3)$$

Dans l'équation (3), l'angle ψ_i est l'angle de rotation du vilebrequin à la fin de l'intervalle de calcul et a la valeur:

$$\psi_i = \alpha_a + \sum_i \vartheta_i [^\circ \text{RAC}], \quad (4)$$

The diagram shows a circle centered at the origin O of a coordinate system. A horizontal dashed line represents the real axis. A vector i is drawn from the origin into the first quadrant. A vector s is drawn from the origin into the first quadrant, at an angle α_c from the real axis. A vector e is drawn from the tip of s to the tip of i . The angle between s and e is α_e . The angle between i and e is α_i . A curved arrow indicates a phase shift ψ_i from the real axis to the vector i .

$$T_i = T_{i-1} \left(\frac{V_{M_{i-1}}}{V_{M_i}} \right)^{\gamma_i - 1} [K], \quad (5)$$
$$z_r = \frac{\log(p_{C1}/p_{Dc})}{\log(V_{MDc}/V_{MC1})} \quad \text{et} \quad p_{Dc} = \frac{R_M T_{Dc}}{V_{MDc}},$$

229

La température moyenne de la paroi T_w , en tenant compte de présence de la pellicule de huile et de la température de la liquide de refroidissement on détermine par l'équation :

ou t_1 — est la température de l'eau de refroidissement et Δt , la température de la pellicule de huile (en moyenne $24 \dots 42^\circ \text{C}$).

fonction de l'état des surfaces, de vitesse des gaz en voisinage de la paroi, de température et de pression. Si on néglige la cession de chaleur par la radiation, (en général insignifiante, approximatif 3% qui habituellement est incluse dans la terme résiduel de la balance thermique), on fait le calcul ayant en vue seulement le phénomène de convection. Dans ce cas,

Les constantes A et B pour les différents types de moteurs ont des valeurs indiquées dans la littérature spécialisée. Par exemple, après [3] leurs valeurs sont indiquées dans la tableau 1. Dans l'équation (7), p_i dans N/m^2 et T_i en K représentent la pression et la température à la fin de l'intervalle de calcul.

Types des moteurs	A	B
Moteurs à essence	0	1,185
Moteurs Diesel à injection directe	2,20	0,190
Moteurs à chambre de turbulence	5,87	0,313
Moteurs à chambre de précombustion	4,20	0,185
Moteurs Diesel a deux temps	5,00	0,185

Le temps de passage de la chaleur τ_i par intervalle peut être déterminé par la relation:

$$\tau_i = \theta_i \tau_0, \quad (8)$$

ou τ_0 est le temps correspondant à la rotation du vilebrequin par un degré: $\tau_0 = 1/6 n$ [s/°RAC] et n est la touration du vilebrequin en rot/min.

Le poids des gaz qui évoluent pendant un cycle G peut être calculé à base du lois générale des gaz:

$$G = \frac{p_A V_t}{R T_A}, \quad (9)$$

ou V_t (m^3) est la cylindrée totale du moteur, $R = R_{ga}$ — la constante des gaz brûlés et p_A et T_A sont les grandeur d'état des gaz au début du cycle.

On détermine le poids moléculaire des gaz brûlés à base du calcul des équation thermodynamiques de brûlés.

Connaissant maintenant tous les facteurs de l'équation (1), on calcule la quantité de chaleur Q_i cédée dans chaque intervalle. On détermine la chute de la température par l'intervalle après la cession de la chaleur de l'équation:

$$\Delta T_i = Q_{Mi} / C_{Mvi}, \quad (10)$$

ou $C_{Mvi} = a + bT$, représente la chaleur spécifique molaire des gaz par l'intervalle.

La baisse de la température totale à la fine de l'intervalle de calcul vis-à-vis de la température qui a été dans la cylindre sans tenir compte de la transport de la chaleur dans le milieu de refroidissement, représentera la somme des chutes de la température calculées pour les intervalles antérieures, inclusif, l'intervalle de calcul considéré, c'est-à-dire:

$$\Delta T_{f_i} = \sum_{i=1}^{i=i} \Delta T_i. \quad (11)$$

À base des les présentés, la polytrophe de détente dans la diagramme T-S peut être tracée par points. Pour obtenir un point „i“ de la polytrophe on peut suivre la construction de fig. 2.

On trace les isochores $V_{Mi} = \text{const}$. Dans ce but on marque le point i sur l'adiabate C_1, D_c à la température connue T_i . Par le point „i“ on obtient les isochores $V_{Mi} = \text{const}$, par translation parallèle et verticale de l'isochore $V_{Mc} = \text{const}$.

On trace l'isotherme qui intersecte l'isochore $V_{Mi} = \text{const}$ à la température $T_i = T_i - \Delta T_{fi}$ par le point i .

Pour la dernier intervalle de calcul, les grandeur de l'état sont déterminées par le point D_3 .

L'isotherme $T_{D_3} = T_{D_2} - (\Delta T_f)_{D_3}$ détermine même la température du point D_1 à la fin de la détente et fait préciser en même temps la position de ce point à son intersection à l'isochore $V_{MD_1} = \text{const.}$

En réunissant par une ligne continue les points „i“ obtenus, résulte la polytrophe de détente $C_1 D_1$. Connaissant la température du point D_1 et la volum V_{MD_1} , du lois générale des gas, on calcule aussi la pression p_{D_1} , ainsi que les grandeurs de l'état à la fin du processus sont déterminées d'une manière parfaite.

En conclusion, par la méthode de calcul proposée, on a essayé, un complètement des connaissance existentes, concernant le calcul thermique par la méthode graphyque, dans le but de l'augmentation de la précision des résultats obtenus et de l'approche des dates calcules à la grandeur obtenue d'une manière expérimentale.

Bibliografie

- [1]. ARAMA, C. și GRÜNWALD, B.: *Motoare cu ardere internă*. Editura tehnică, București, 1967.
- [2]. ABAITANCEI, D. și col.: *Elemente de calcul pentru proiectarea motoarelor de automobile și tractoare*. Institutul politehnic Brașov, 1970.
- [3]. DIACENKO, H. N. și col.: *Bistrohodnie poršnevie dvigatelei vnutreneno sgorania*. Mașghiz, Leningrad, 1962.
- [4]. LÖHNER, K.: *Die Brennkraftmaschine*. Düsseldorf, V.D.I.-Verlag, 1963.
- [5]. MĂRDĂRESCU, R. și col.: *Motoare pentru automobile și tractoare*. București, Editura didactică și pedagogică, 1968.
- [6]. RICARDO H. și HEMPSON, J. G. G.: *The high — speed internal-combustion engine*. London and Glasgow, Blackie and Son Limited, 1968.

DEPENDENȚA ÎNTRE MIȘCAREA AERULUI ȘI COMPOZIȚIA GAZELOR DE EVACUARE ÎNTR-UN MOTOR DIESEL CU INECȚIE DIRECTĂ

T. NAGY

În lucrare se tratează influența mișcării organizate a aerului asupra compoziției gazelor de evacuare, scoțind în evidență prin cercetări experimentale faptul, că atât mișcarea de turbulență, cât și mișcarea de vîrtej axial pentru anumite valori optime, pot asigura la fiecare regim de funcționare conținut de funingine minim.

Zur Zeit ist eine der Hauptrichtungen im Motorenbau auf Weltebene auf die Verminderung der Verunreinigungsstoffe in den Abgasen ausgerichtet. Im Falle der Dieselmotoren wird die Verunreinigung der Atmosphäre am meisten von den Russinhalt in den Abgasen hervorgerufen.

Einer der Hauptwege, den Russinhalt in den Abgasen zu vermindern, ist die Verbesserung des Luft-Kraftstoffgemisches.

Bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung kann man die Qualität des Gemisches hauptsächlich durch Luft-

bewegung und geeignete Zerstäubung beeinflussen.

In der vorliegenden Arbeit ist hauptsächlich der Einfluss der Luftbewegung auf den Russinhalt in den Abgasen untersucht worden. Die Forschungen, die in drei verschiedenen Belastungs- und Umdrehungsverhältnissen an zwei Einspritzdüsen (mit 4 bzw. 3 Zerstreuungsöffnungen) vorgenommen wurden, haben die grosse Abhängigkeit der Luftbewegung und den Russinhalt hervorgerufen. Es konnte festgestellt werden, dass es eine bestimmte Wierbezahl gibt, bei der man ein Mindestmass an Russ in den Abgasen erhält. Auch kann eine intensive Turbulenzbewegung das Herabsetzen des Russinhaltes positiv beeinflussen.

Untersuchungen haben ergeben, dass unter den Bedingungen eines schwächeren Kraftstoffverteilungsgrades der Inhalt an Kohlenstoff-Monooxyd abnimmt bzw. der Sauerstoffinhalt wächst.

1. Considerații teoretice

O particularitate deosebită a arderii în motoarele diesel rezultă din modul de introducere a combustibilului în camera de ardere și anume: combustibilul pulverizat sub formă de jet spre sfîrșitul procesului de comprimare într-o masă de aer cu presiune și temperatură relativ ridicată. Astfel procesul de autoaprindere și de ardere parcurge faze cu totul specifice acestui gen de reacții chimice de oxidare. Privind prin prisma mecanismelor atomo-moleculare ale arderii, autoaprinderea în

motoarele diesel are un caracter mixt catenaro-termic și polistadial (flacăra rece, albastră și caldă), iar arderea se desfășoară datorită pregătirii simultane a unei mase însemnate de amestec pentru diferite faze de autoaprindere într-un volum întins în jurul jeturilor de combustibil. Ca rezultat al acestei arderi rapide și într-o cantitate însemnată de amestec, chiar de la începutul aprinderii crește foarte brusc presiunea și temperatura gazelor.

Legat de acest mod de desfășurare a arderii, cînd încă o parte din combustibilul pulverizat se află sub formă de lichid (sau procesul de injectare nici nu s-a încheiat), procesul este total incomplet și astfel ia naștere mari cantități de carbon și substanțe carbonoase. În final rezultă mari cantități de funingine caldă care poate arde mai tîrziu, pe măsura găsirii aerului necesar. Datorită acestui mod de desfășurare a reacțiilor chimice de oxidare în a doua parte a procesului, apare o nouă particularitate a arderii în motorul diesel și anume: scăderea vitezelor de reacție spre sfîrșitul ei, care influențează direct asupra economicității și formării fumului în gazele de evacuare [1].

Funinginea caldă care nu-și găsește aerul necesar arderii ei, în anumite condiții de temperatură și presiune este supusă în continuare unui proces de cracare urmat de un proces de polimerizare a produselor rezultate din cracare și de o ardere parțială. Prin polimerizare particulele de funingine se unesc în particule mai mari cu diametrul de ordinul sutelor de Å [2]. Datorită pe de o parte vitezei de ardere scăzută în faza de postardere, iar pe de altă parte datorită mărimii mari a particulelor care nu mai ajung să ardă la timp, particulele devin vizibile și sînt evacuate cu gazele arse din cilindrul motorului. Astfel, în anumite condiții de ardere concentrația particulelor de funingine poate deveni supărător de mare, care va provoca poluarea atmosferei.

În momentul de față o direcție principală de cercetare în perfecționarea motoarelor diesel este de a reduce concentrația de funingine în gazele de evacuare la o presiune medie efectivă cît mai ridicată a motorului, adică deplasarea limitei de fum la puteri cît mai înalte ale motorului.

O cale care asigură această cerință este îmbunătățirea formării amestecului aer-combustibil prin crearea în camera de ardere a motorului a unei mișcări organizate a mediului de lucru. Prin aceasta se poate asigura aducerea aerului în condițiile cînd încă temperatura și presiunea este ridicată în zonele unde se găsește funingine caldă și care astfel pot ajunge la reacții chimice de oxidare finală. În cazul cînd aerul ajunge prea tîrziu în aceste zone, chiar în cantități suficiente, nefiind condiții de temperatură și presiune prielnice desfășurării reacțiilor complete, apare numai o ardere parțială, care va conduce în final tot la formarea funinginei, deci se va produce tot creșterea gradului de fum al gazelor arse.

În lucrarea de față se caută să se pună în evidență corelația între mișcarea aerului și gradul de fum, precum și compoziția gazelor arse ca funcție de primii doi parametri.

2. Instalația și metodică de cercetare

Încercările au fost efectuate pe un motor D-103, cu injecție directă, care este prevăzut cu o cameră de ardere toroidală situată în capul pisto-nului. Intensitatea vârtejului axial de aer în camera de ardere a moto-rului a fost modificată cu ajutorul supapelor de admisie cu ecran [3]. Pentru a pune în evidență influența mișcării organizate a aerului asupra arderii în cazul când se schimbă gradul de distribuție a combustibilului în camera de ardere, motorul a fost prevăzut în mod succesiv în timpul experiențelor cu pulverizatoare cu 3 (diametrul orificiului de pulveri-zare $d = 0,325$ mm; 3×0325) respectiv cu 4 orificii de injectare ($d = 0,275$ mm; 4×0275).

Gradul de fum a fost determinat cu un aparat realizat în cadrul catedrei de automobile și tractoare din Universitatea Brașov [4]. Aparatu-l se bazează pe principiul absorbției de gaze de evacuare și filtrarea lor printr-o hîrtie de filtru. În funcție de gradul de înnegrire a hîrtiei de filtru se apreciază conținutul de funingine din gazele de evacuare, deci gradul de fum.

Evaluarea gradului de fum în procente s-a făcut cu relația:

$$D = 100 \left(1 - \frac{B}{A} \right) (\%),$$

unde A este indicația microampermetrului cu hîrtia înainte de proba de fum, B indicația aparatului după ce s-a luat proba de fum.

Compoziția gazelor arse s-a determinat cu ajutorul analizorului chimic tip Orsat, care asigură o precizie suficient de ridicată probelor efectuate. Prin aceste determinări s-a obținut în participații volumetrice următoarele gaze componente din produsele de ardere evacuate: oxigen O_2 , bioxid de carbon CO_2 , monoxid de carbon CO și azotul N_2 . Cu aju-torul formulei:

$$\lambda = \frac{1}{1 - 3,786 \frac{O_2 - 0,5 CO}{N_2}}$$

s-a determinat și valoarea coeficientului de exces de aer, care reflectă gradul de utilizare a aerului în procesul de ardere la diferite intensități ale vârtejului de aer, în condițiile când cantitatea de aer livrat pe ciclu fiecărui cilindru la un regim de funcționare a motorului dat este identică.

Încercările experimentale s-au efectuat la trei regimuri de turație și de sarcină a motorului, astfel alese, ca să cuprindă cît se poate mai bine regimurile de funcționare mai frecvent utilizate în exploatare. Sarcina motorului se apreciază prin cantitatea de combustibil injectat pe ciclu, în mgf/ciclu (turațiile sînt: 1800, 1530 și 1200 rot/min, iar sarcinile 56,41 și 30 în mgf/ciclu).

Intensitatea mișcării organizate a aerului se pune în evidență prin raportul de vârtej ω_{ai}/ω care este raportul între viteza unghiulară

a vârtejului axial de aer și viteza unghiulară a arborelui cotit al motorului. Modul de determinare a raportului de vârtej este indicat în lucrarea [5].

3. Rezultate experimentale

La regimurile de funcționare indicate mai înainte s-a înregistrat gradul de fum în gazele de evacuare la diverse valori ale raportului de vârtej (figura 1). Din figura 1 rezultă o corelație destul de strânsă între raportul de vârtej și gradul de fum la fiecare regim de funcționare a motorului. Astfel, se poate observa că toate curbele au două minime

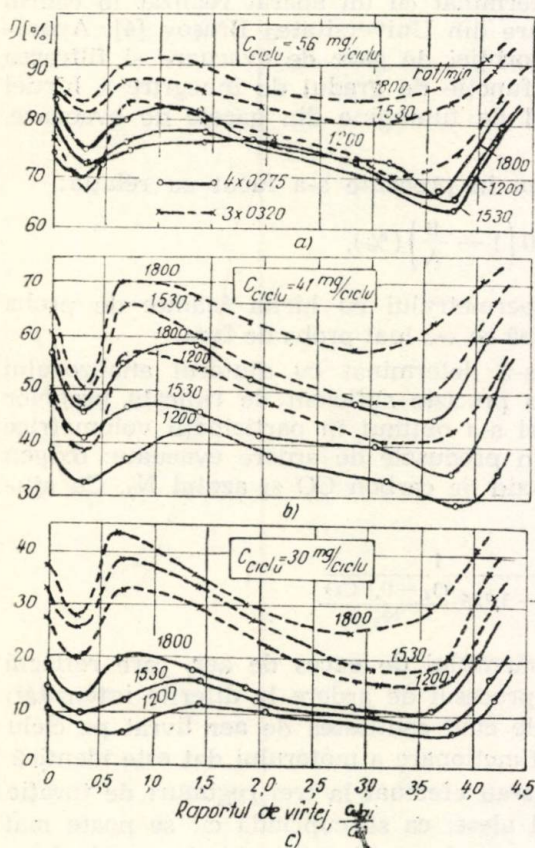


Fig. 1

mai cu o unitate a raportului de vârtej conduce la obținerea de valori maxime ale gradului de fum la toate regimurile de funcționare a motorului. Explicația este că mișcarea turbulentă se stinge treptat, iar crește-

pentru gradul de fum, concentrate aproximativ toate în jurul aceluiași valori ale raportului de vârtej și anume la pulverizatorul 4×0275 , în jurul valorii de 0,3, respectiv 3,75. Totuși valoarea minimă mai mare pentru gradul de fum se realizează la raportul de vârtej 3,75 dar diferențele nu sînt mari între cele două minime în special la sarcini mici. Scăderea conținutului de funingine din gazele de evacuare cu aproximativ 10% la o mărire relativ mică a raportului de vârtej (de la 0 pînă la 0,3) se poate explica prin existența unei mișcări turbulente intense prin cheltuirea aproape întregii cantități de energie cinetică conținută de aer în propagarea acestei mișcări. Elementul favorizant este în acest caz poziția ecranului de pe talerul supapei care reduce mișcarea organizată a aerului la valori foarte mici, mărind în schimb intensitatea mișcării turbulente la valori maxime. Deja o ridicare nu-

rea intensității mișcării organizate încă nu reușește să-și compenseze această scădere. Această compensare începe abia la raportul de vîrtej de peste 1,5 pentru toate sarcinile și turațiile motorului.

La valoarea de aproximativ 3,75 al raportului de vîrtej se asigură aducerea cantității maxime de aer în zonele unde se găsește funingine caldă cînd încă condițiile de presiune și temperatură sînt favorabile pentru desfășurarea arderii. Astfel, în acest caz conținutul de funingine în gazele de evacuare se reduce la minimum. Reducerea gradului de fum de la valoarea maximă ($\omega_{ai}/\omega = 1,5$) la valoarea minimă este între 10—20 %.

Creșterea raportului de vîrtej în continuare, produce din nou intensificarea formării funinginei, datorită aglomerării zonelor cu funingine caldă aduse de la jeturile vecine, prin creșterea vîrtejului axial de aer peste valorile optime.

Examinînd influența gradului de distribuție a combustibilului în camera de ardere asupra formării funinginei se poate observa din figura 1, că la toate regimurile de ardere ale motorului cînd se utilizează pulverizatorul cu 3 orificii, gradul de fum este mai ridicat, iar diferența între gradele de fum cînd se compară cele două pulverizatoare la același raport de vîrtej și regim al motorului variază între 10—20 %. Se remarcă de asemenea faptul că al doilea minim se obține pentru gradul de fum la pulverizatorul 3×0325 la valori mai reduse ale raportului de vîrtej ($\sim 3,0$). Obținerea unui conținut mai ridicat de funingine în acest caz se explică prin creșterea cantității de combustibil în fiecare jet, introducînd în fiecare cilindru aceeași cantitate de combustibil pe ciclu prin orificii mai puține dar cu diametre mai mari. Chiar dacă crește intensitatea vîrtejului nu se poate aduce în jet tot aerul necesar pentru ardere din cauza zonelor mai întinse cu funingine caldă în acest caz. De aceea se poate și observa că la sarcini mari, cînd se injectează o cantitate mai mare de combustibil pe ciclu, variația gradului de fum funcție de raportul de vîrtej este mai puțin sensibilă.

În ambele situații de pulverizare se poate remarca scăderea gradului de fum cu reducerea turației motorului, datorită scăderii perioadei de întîrziere la autoaprindere în unghi de rotație a arborelui cotit, odată cu micșorarea turației, prin care se favorizează tot procesul de ardere.

Pentru a pune mai bine în evidență transformările care au loc în mediul de lucru în procesul de ardere la sarcina de 56 mgf/ciclu (deci la cea cu gradul de fum cel mai ridicat), s-a efectuat și analiza gazelor arse. Rezultatele analizelor funcție de raportul de vîrtej și turație se prezintă în figura 2. Se poate remarca chiar de la început că procentul de oxigen în gazele arse este mai mare (coeficient de exces de aer mai ridicat) cînd motorul se echipează cu pulverizatorul 4×0275 , deci cînd gradul de fum este mai redus. Adică cînd se utilizează o cantitate mai mică de oxigen în reacție aparent se obține o ardere mai bună și invers, cînd oxigenul intră în reacție în cantități mai mari cu combustibilul, gradul de fum crește (vezi cazul pulverizatorului 3×0325). Acest lucru se poate explica prin faptul că datorită volumului mai mare de combusti-

bil concentrat în fiecare jet se realizează condiții mai favorabile pentru parcurgerea fiecărui stadiu din perioada de inducție într-o masă mai mare, care ajunge să se ardă într-o cantitate mai apreciabilă pînă la o anumită treaptă a transformărilor chimice, utilizînd astfel și oxigen în cantitate mai mare, dar care tocmai datorită concentrației exagerate de mase combustibile activate provoacă reducerea vitezei de reacție. Ca urmare o cantitate mai mare de substanțe combustibile rămîn la reacții

intermediare și deci la faza de ardere parțială, care conduc în final la formarea funinginei într-un procent mai ridicat.

Analizele efectuate au pus în evidență de asemenea faptul, că monoxidul de carbon lipsește complet din gazele de evacuare la raporturi de vîrtej mai mari, dar nici la raporturi de vîrtej mici nu depășesc procentul de 0,2%, deci cu mult sub limitele admisibile stabilite prin normele internaționale existente în momentul de față. Astfel rezultă că la un motor diesel cu injecție directă substanța poluantă principală este funinginea, iar cercetările trebuie dirijate în special în direcția reducerii gradului de fum la aceste tipuri de motoare.

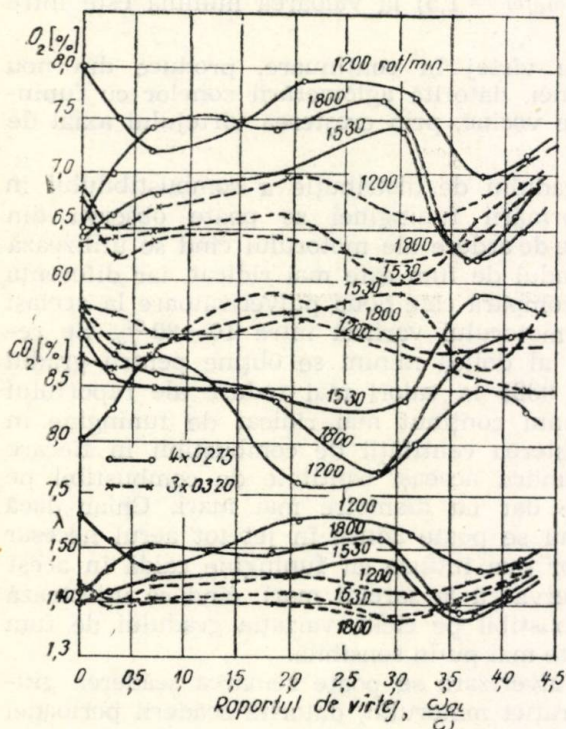


Fig. 2

Concluzii

Din rezultatele cercetărilor experimentale pot fi desprinse următoarele concluzii:

— asupra conținutului de funingine influențează și mișcarea de turbulență și mișcarea organizată a aerului, în ambele cazuri fiind o anumită valoare optimă a energiei acestor mișcări la care se asigură gradul de fum minim;

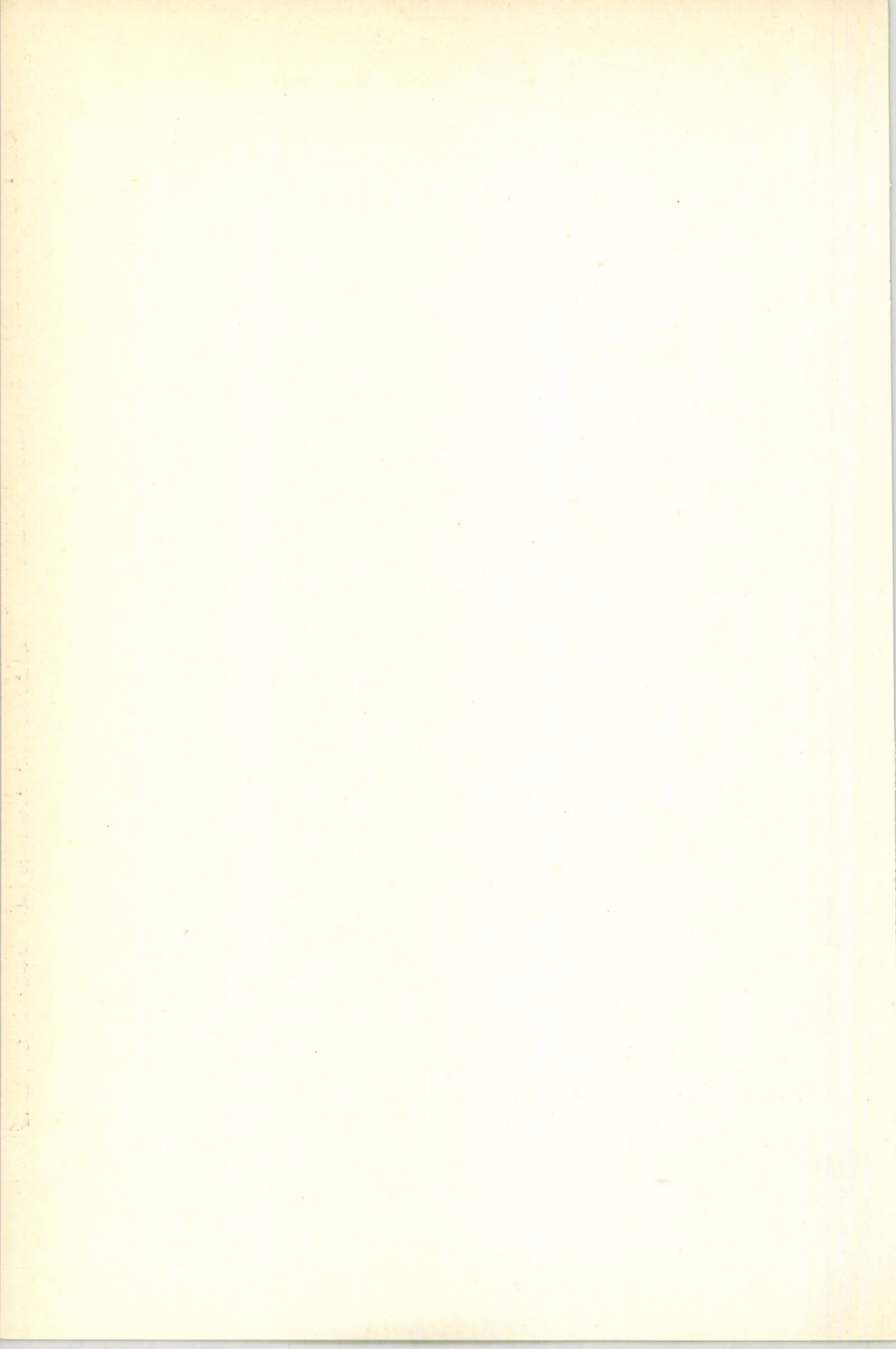
— în privința reducerii gradului de fum o distribuție de combustibil mai slabă în tipul de cameră de ardere utilizat nu poate fi compensat de o mișcare de aer mai intens;

— cu reducerea turației se micșorează gradul de fum;

— conținutul de oxigen scade (respectiv crește conținutul de CO_2) în gazele arse când se utilizează pulverizatorul 3×0325 , deși gradul de fum crește datorită arderii parțiale unei cantități mai mari de substanțe combustibile, decît în cazul pulverizatorului 4×0275 .

Bibliografie

- [1]. ARAMA, C., GRÜNWARD, B.: *Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici*. București, Editura tehnică, 1966.
- [2]. MEURER, S.: *Der Wandel in der Vorstellung vom Ablauf der Gemischbildung und der Verbrennung im Dieselmotor*, M.T.Z. nr. 4, 1966.
- [3]. NAGY, T.: *Studiul influenței mișcării organizate a aerului din camera de ardere a motorului cu aprindere prin comprimare cu injecție directă asupra formării și arderii amestecului aer-combustibil*. Teză de doctorat, Universitatea din Brașov, 1970.
- [4]. UNTARU, M., CÎMPEAN, V.: *Aparat pentru determinarea gradului de fum la motoarele Diesel*. Revista transporturilor, nr. 6, 1961.
- [5]. NAGY, T.: *Influența intensității mișcării aerului din camera de ardere asupra indicilor de funcționare ai motorului Diesel cu injecție directă*. Studii și cercetări de mecanică agricolă, vol. III, nr. 2, 1969.



INFLUENȚA INECȚIEI DE BENZINĂ ASUPRA EMISIEI UNOR SUBSTANȚE NOCIVE LA MOTORUL M-207

GH. RADU

Lucrarea prezintă rezultatele investigațiilor efectuate de autor, asupra motorului M-207 ce echiipează autoturismele ARO, privind concentrația unor emisii poluante deversate în atmosferă și influența pe care o manifestă inecția de benzină asupra nivelului acestor emisii. Se scoate în evidență, pe baza rezultatelor experimentale, faptul că înlăturarea carburatorului, posibilitatea funcționării cu amestecuri mai sărace, scăderea temperaturii la sfârșitul procesului de admisiune, conduc în final la comportări superioare ale motorului cu inecție față de cel cu carburator.

L'ouvrage présente les résultats des investigations effectuées sur le moteur

M-207 des automobiles ARO en ce qui concerne la concentration de certaines émissions qui polluent l'atmosphère et l'influence que l'injection à essence exerce sur ces émissions. On met en évidence, à partir des résultats expérimentaux, que la suppression du carburateur, la fonctionnement avec des mélanges plus pauvres et l'abaissement de la température à la fin du processus d'admission mènent finalement à un comportement supérieur du moteur à inecction par rapport au moteur à carburateur.

Les mesurages, effectués en régime de charge maximum, ont été effectués pour le moteur à carburateur à un taux de compression de 6,7 et pour le moteur à inecction à essence à un taux de compression de 6,7 et 7,6.

Procedeul inecției de benzină, cunoscut de multă vreme, cu aplicații de o vechime respectabilă în domeniul aviației, este utilizat de relativ puțină vreme la motorul de automobil. Principala cauză care a frînat echiparea cu instalații pentru inecția benzinei a motoarelor de automobile, a fost competiția carburator-pompă de inecție în privința prețului de cost, rezolvată încă în favoarea carburatorului.

Reconsiderarea inecției de benzină în scopul utilizării ei la o scară largă se datorește în bună parte noilor relații mașină-ambianță, ce se impun în mod expres.

Pentru a supraviețui în condițiile de astăzi, motorul cu ardere internă trebuie să se alinieze la cerințele ecologice.

Motoarele de automobile echipate cu instalații de alimentare pentru inecția benzinei sînt capabile să răspundă celor mai severe măsuri privitoare la emisiile nocive. Măsurătorile efectuate după California-

Test asupra automobilului VW 1600 echipat cu instalația de injecție Jetronic, au arătat că emisia de oxid de carbon are concentrația de 0,3—1 ‰, iar emisia de hidrocarburi nearese de 180—270 ppm față de 2,3 ‰, respectiv 410 ppm, cât se impune prin cele mai severe norme și care sînt îndeplinite cu mare dificultate de motoarele dotate cu cele mai perfecționate carburatoare [2].

În cadrul lucrărilor efectuate în laboratorul de motoare al Universității din Brașov [1], s-a urmărit comportarea motorului românesc M-207 cu injecție de benzină comparativ cu cel cu carburator și din punct de vedere al emisiei unor substanțe nocive.

În acest scop s-a efectuat analiza gazelor de evacuare obținute la regimul de funcționare în sarcină plină, cînd se realizează puterea maximă, unghiul de avans la aprindere fiind optim.

Măsurătorile s-au executat pentru motorul cu carburator cu raportul de comprimare 6,7 și pentru motorul cu injecție în două variante: cu raport de comprimare 6,7 și cu raport de comprimare 7,6.

În figura 1 se prezintă schimbarea coeficientului de exces de aer la diverse turații de funcționare atît pentru cazul motorului cu carburator cît și pentru cazul motorului cu injecție de benzină în cele două variante.

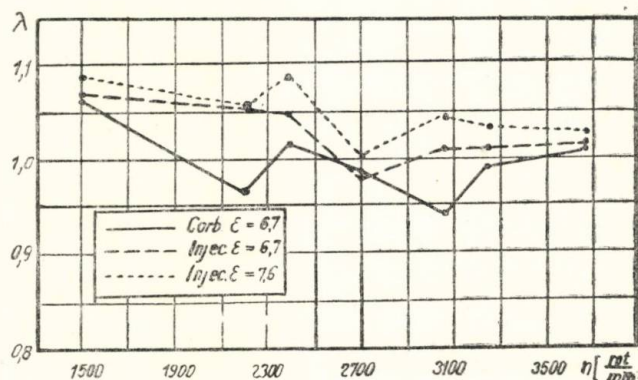


Fig. 1

Cea mai importantă remarcă ce se poate face este aceea că la toate turațiile valoarea coeficientului de exces de aer este mai mare la motorul cu injecție de benzină decît la cel cu carburator, și că această diferență crește odată cu mărirea raportului de comprimare. Creșterile cele mai mari ale coeficientului de exces de aer s-au produs la turația de 2400 rot/min (de la 1,016 la 1,084) și la turația de 3060 rot/min (de la 0,940 la 1,046). Funcționarea motorului cu amestecuri cu coeficienți de exces de aer mai mari (injecția de benzină) prezintă avantaje evidente din punct de vedere al emisiei de oxid de carbon (figura 2).

În figura 3 se prezintă variația valorilor procentuale ale emisiilor de oxid de carbon și bioxid de carbon din gazele de evacuare la diverse turații pentru motorul M-207 cu carburator și cu injecție de benzină. Se observă că concentrația emisiei nocive de oxid de carbon scade la motorul cu injecție de benzină față de cel cu carburator și anume cu atât mai mult cu cât raportul de comprimare este mai mare.

În același timp concentrația de bioxid de carbon a gazelor de evacuare crește la motorul cu injecție de benzină față de cel cu carburator. Această situație poate fi explicată prin influența pe care o

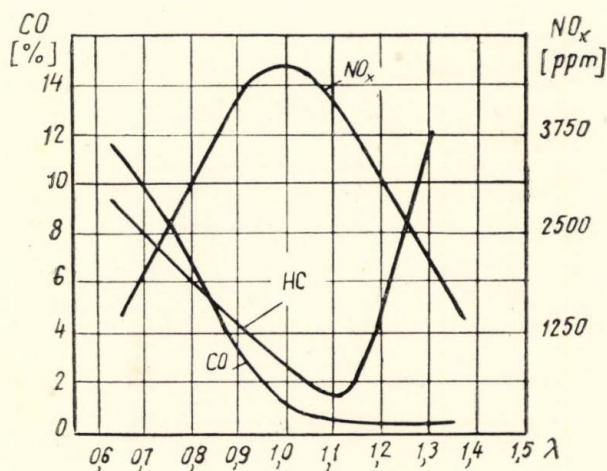


Fig. 2

manifestă temperatura la sfârșitul procesului de admisie cit și valoarea coeficientului de exces de aer asupra emisiei poluante din gazele de evacuare.

Cercetări teoretice și experimentale [3] au arătat că odată cu creșterea temperaturii la sfârșitul procesului de admisie concentrația emisiilor nocive de oxid de carbon și monoxid de azot crește, iar concentrația emisiei de bioxid de carbon scade.

Calculule efectuate de autor referitoare la analiza proceselor de admisiune și comprimare, ținând seama de particularitățile impuse de alimentarea prin instalația de injecție, arată că temperatura la sfârșitul procesului de admisiune la motorul M-207 cu injecție cu raportul de comprimare 6,7 și chiar cu raportul de comprimare 7,6 va fi sensibil mai mică decât în cazul motorului cu carburator [1]. Astfel la motorul cu raportul de comprimare 6,7 scăderea temperaturii la sfârșitul admisiunii la motorul cu injecție față de cel cu carburator este de 26° C.

După cum s-a văzut anterior, creșterea coeficientului de exces de aer implică scăderea concentrației de oxid de carbon și creșterea (în domeniul amestecurilor utilizabile) concentrației de oxid de azot și bioxid de carbon.

Iată deci că scăderea temperaturii la sfârșitul procesului de admisiune și creșterea coeficientului de exces de aer (cazul motorului M-207 cu injecție) au efecte ce se suprapun și care provoacă dependențele prezentate în figura 3.

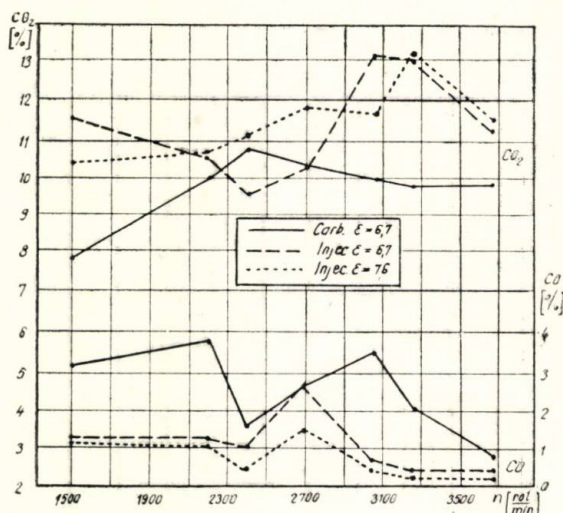


Fig. 3

Aceste rezultate vin să se alăture celor obținute pe un monocilindru din aceeași familie cu M-207, în cadrul altor cercetări [3], care arată că și concentrația etanului și propanului din gazele de evacuare scade.

Analizînd figura 3, se poate trage o concluzie foarte importantă: după cum se observă, diferența concentrațiilor emisiilor de oxid de carbon este evident mai mare între motorul cu carburator și motorul cu injecție cu raportul de comprimare 6,7, decît între motorul cu injecție cu raportul de comprimare 6,7 și cel cu injecție cu raportul de comprimare 7,6.

Se poate spune deci că ponderea cea mai mare în scăderea concentrației emisiei nocive de oxid de carbon la un motor cu injecție față de unul cu carburator o are scăderea temperaturii la sfârșitul procesului de admisiune. Odată cu creșterea raportului de comprimare ponderea influenței temperaturii la sfârșitul admisiunii se atenuează, această scădere fiind compensată de influența datorată creșterii valorii coeficientului de exces de aer.

Un alt lucru demn de remarcat este acela că prin neutilizarea carburatorului în cazul injecției de benzină, o sursă importantă de emisii nocive — vaporizarea benzinei în carburator — cu o pondere de 90% din totalul noxelor deversate în atmosferă, este înlăturată.

Concluzii

Datorită particularităților funcționale impuse de sistemul de alimentare cu injecție de benzină — posibilitatea utilizării unor amestecuri mai sărace, scăderea temperaturii la sfârșitul procesului de admisiune, înlăturarea vaporizării benzinei în carburator — lucru ce implică evident micșorarea emisiilor de oxid de carbon, etan și propan, motorul M-207 cu injecție de benzină are o comportare superioară din punct de vedere al poluării atmosferei, celui cu carburator.

Bibliografie

- [1]. RADU, GH.: *Cercetări teoretice și experimentale privind utilizarea injecției la motorul cu aprindere prin scintee*. Universitatea din Brașov. Teză de doctorat, 1971.
- [2]. SCHOLL, H.: *Elektronisch gesteuerte Benzineinspritzung — Weiterentwicklung der Jetronic*. Bosch Technische Berichte. Band 3 — Heft 1 — 1969.
- [3]. VASILESCU, A. ș.a.: *Corelația între producții poluanți în gazele de evacuare la un motor policilindric și neuniformitatea proceselor din cilindri*. Conferința de motoare cu ardere internă. București, 1970.

ETUDE CONCERNANT LES POSSIBILITÉS DE DIMINUER LA NOCIVITÉ DES GAZ D'ÉCHAPPEMENT PAR LA RÉDUCTION DU CHAUFFAGE PENDANT L'ADMISSION

GH. BOBESCU

Lucrarea pornește de la ideea necesității de a se investiga toate posibilitățile de perfecționare a motoarelor și de conducere a proceselor de umplere, de formare a amestecului și de ardere, care pot contribui simultan atât la ridicarea performanțelor de putere și economicitate, cât și la ameliorarea indicilor de poluare.

Dintre numeroșii factori ce manifestă o influență determinantă asupra concentrației de substanțe nocive în gazele de evacuare, în prezenta lucrare se analizează numai influența temperaturii amestecului la sfârșitul admișiunii, acest parametru putând fi utilizat între anumite limite, atât pentru mărirea performanțelor de putere și economicitate cât și pentru diminuarea emisiunilor poluante.

Micșorînd temperatura amestecului la sfârșitul admișiunii se mărește atât coeficientul de umplere, cât și viteza de ardere (datorită diminuării efectului de amortizare a turbulenței), deci se mărește puterea și randamentul termic al motorului. În același timp, prin micșorarea temperaturii de admișiune se coboară temperatura maximă a ciclului, cu efecte favorabile pentru reducerea concentrației de substanțe nocive în gazele de evacuare.

Micșorarea temperaturii de admișiune s-a putut realiza atât printr-o reducere a încălzirii conductei de admișiune, cât și printr-o intensificare a

răcirii chiulasei, blocul cilindrilor fiind menținut la un regim termic normal. Prin aceasta s-a realizat și o golire mai bună a cilindrului de gaze reziduale, ceea ce a permis o oarecare creștere a coeficientului de exces de aer, diminuînd și pe această cale nocivitatea gazelor de evacuare.

En diminuant la température d'admission, on augmente autant le coefficient de remplissage que la vitesse de combustion (du a la diminution de l'effet de réduction de turbulence) et par conséquent la puissance et le rendement du moteur augmentent. En même temps, par la diminution de la température d'admission on fait rabaisser la température maximale du cycle, ce qui a des conséquences favorables pour la réduction de la concentration de substances nocives existant dans les gaz d'évacuation.

On a pu réaliser cette diminution de la température d'admission, tant par une réduction du chauffage de la conduite d'admission, que par un refroidissement plus fort de la culasse (le bloc des cylindres étant maintenu à un régime thermique normal). De cette façon, on a réalisé une meilleure évacuation des gaz brûlés, ce qui a permis une certaine augmentation de l'excès d'air tout en diminuant ainsi la nocivité des gaz d'évacuation.

La pollution de l'atmosphère par les gaz d'échappement des véhicules automobiles a des effets toxiques irritants et perturbateurs sur l'organisme humain (irrite les voies respiratoires et les yeux, les réflexes et diminue la vitesse de réaction du conducteur de voiture) et, en certaines conditions atmosphériques, réduit la visibilité en augmentant le danger d'accidents.

Il s'ensuit qu'à la réalisation des nouveaux moteurs d'autovéhicules à côté de paramètres usuels qui caractérisent les performances (puissance par litre, économicité, durabilité), on doit aussi prendre en considération un indice de pollution qui caractérise de ce point de vue le fonctionnement du moteur à tous les régimes du moteur et de charge et dans toutes les conditions d'état technique, pour la période que le moteur est en exploitation.

En même temps on doit investiguer toutes les possibilités de perfectionnement des moteurs et de commande des processus de remplissage, de composition de mélange, voire, de combustion, qui peuvent contribuer simultanément tant à l'accroissement des performances de puissance et d'économicité, qu'à l'amélioration des indices de pollution.

Pour établir l'indice de pollution on doit prendre en considération toutes les sources de viciation de l'atmosphère présentes par l'automobile et leur poids en différentes conditions d'état technique.

Vu que les gaz d'échappement ont le plus grand poids du total des émissions nocives, des nombreux recherches ont été orientées dans la voie d'établir l'influence des différents facteurs constructifs et fonctionnels ou des différents paramètres du cycle, sur la concentration des substances toxiques dans les gaz échappés.

Des nombreux facteurs qui manifestent une influence déterminante sur la concentration en substances nocives des gaz d'échappement on abordera dans la présente étude uniquement la température d'admission, ce paramètre pouvant être utilisé entre certaines limites, tant pour augmenter les performances de puissance et d'économicité, que pour diminuer les émissions polluantes.

L'examen analytique des évolutions réelles pour un cycle de M.À.E. et le calcul des processus de combustion [6] ont conduit à l'obtention de la suivante dépendance des paramètres du cycle de fin de combustion par rapport à la température d'admission T_1 (fig. 1).

A ce que l'on voit, la hausse de la température d'admission T_1 a pour effet la réduction de la pression de fin de combustion p_f et l'augmentation de la température correspondant à ce point T_f .

Le calcul des processus de détente démontrent une dépendance similaire des paramètres de début d'échappement (fig. 2).

La hausse de la température d'échappement T_e s'explique par la prolongation de la combustion pendant la course de détente, ce qui conduit à la diminution du rendement thermique aussi.

Ces variations des paramètres de la combustion s'explique par l'augmentation de la viscosité des gaz en même temps que celle de la

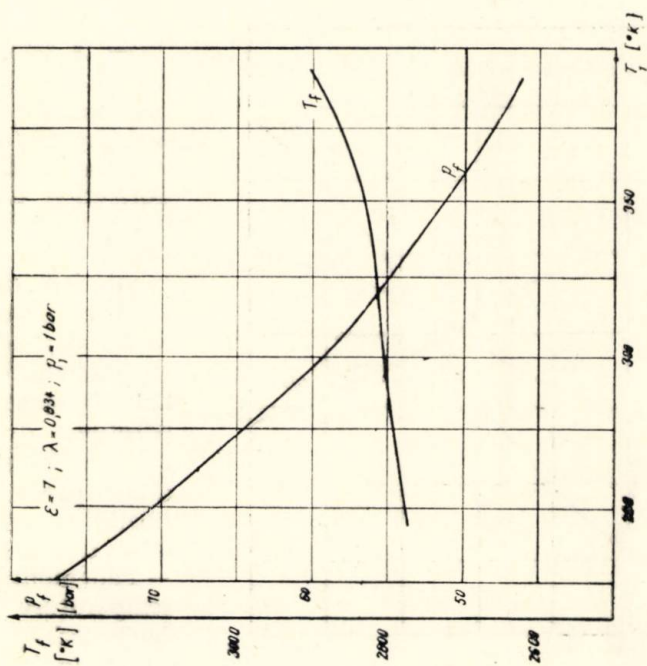


Fig. 1

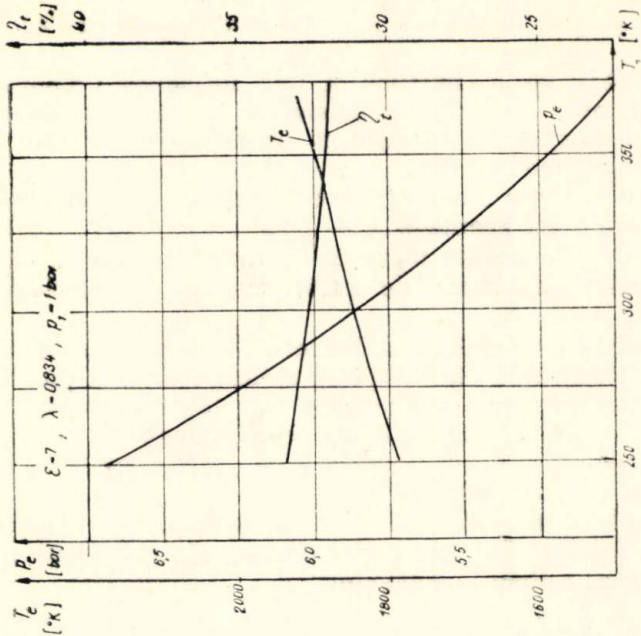


Fig. 2

température et par l'amortissement de la turbulence, vu que le coefficient de viscosité des gaz dépend de la vitesse moyenne de l'agitation thermique.

La température d'admission a une influence prononcée sur les émissions polluantes aussi [6], sa hausse conduisant à l'augmentation des quantités de monoxyde de carbone et de monoxyde d'azote des gaz de la fin de la combustion (fig. 3).

De cette analyse fondée sur des calculs thermodynamiques, on peut conclure qu'il est avantageux — pour les moteurs à carburateur — d'opérer avec des chauffages modérés du mélange dans la pipe d'admission, en pouvant diminuer de cette manière la nocivité des gaz d'échappement.

Les recherches expérimentales effectuées sur le moteur SR-211 concernant l'influence du chauffage du mélange dans la pipe d'admission sur la puissance et sur l'économie [1], [2], ont prouvé qu'il y a des possibilités effectives de diminuer le chauffage du mélange pendant le trajet d'admission, ce qui conduit à des effets positifs du point de vue de la pollution de l'atmosphère.

La température réelle du mélange à la fin de l'admission peut être déduit du bilan thermique des phases du processus d'admission, l'expression obtenue étant la suivante:

$$T_a = T_o - \Delta T_c + \Delta T_{ca} - \Delta T'_{ca} + \Delta T_{ch} - \Delta T'_{ch} + \Delta T_{cil} - \Delta T'_{cil} + \Delta T_r + \Delta T_f,$$

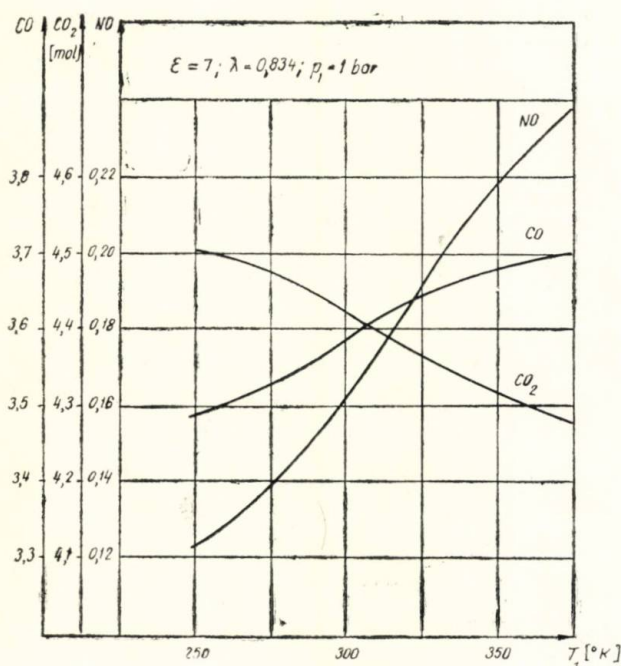


Fig. 3

où
 T_o — la température de l'air à l'entrée dans le carburateur; ΔT_c — l'abaissement de la température grâce à la vaporisation d'une partie du combustible dans le carburateur; ΔT_{ca} — l'augmentation de la température grâce à la chaleur reçue de la conduite d'admission; $\Delta T'_{ca}$ — l'abaissement de la température du mélange grâce à la vaporisation d'une partie du combustible dans la conduite d'admission; ΔT_{ch} — l'augmentation de la température du mélange grâce à la chaleur reçue de la culasse (la soupape, le siège de

soupape, la chambre de combustion); $\Delta T'_{ch}$ — l'abaissement de la température grâce à la vaporisation d'une partie du combustible sur le trajet d'admission de la culasse; ΔT_{cil} — l'accroissement de la température du mélange grâce au chauffage qui résulte des parois du cylindre et du piston; $\Delta T'_{cil}$ — l'abaissement de la température du mélange grâce à la vaporisation de la dernière partie du combustible liquide dans le cylindre; ΔT_r — l'accroissement de la température du mélange grâce à l'apport de chaleur ajouté au mélange final par les gaz brûlés résiduels; ΔT_f — l'accroissement de la température du mélange grâce aux frottements et à la compression du fluide jusqu'à la fermeture de la soupape d'admission.

La diminution de la température d'admission T_a peut se réaliser en opérant sur quelques termes de l'expression précédente, termes qui seront analysés dans ce qui suit.

La température de l'air à l'entrée dans le carburateur peut être réduite en assurant une bonne ventilation à l'espace de sous la capote du moteur ou par l'aménagement de prises d'air, pour éviter l'aspiration de l'air chauffé par le radiateur.

D'importantes possibilités de réduction de la température d'admission offre le terme ΔT_{ca} qui dépend de la quantité de chaleur transmise au mélange, de la conduite d'admission, par le système de chauffage de celle-ci.

Les déterminations expérimentales effectuées sur le moteur SR-211 ont montré qu'il y avait des possibilités simples pour réduire le chauffage du mélange dans la conduite d'admission de 15—20° C, obtenant ainsi également une amélioration importante des performances d'économie et de puissance [2].

En outre, par un chauffage modéré de la conduite on réduit aussi les émissions d'hydrocarbures dues à la vaporisation du combustible du carburateur, émissions qui interviennent surtout à l'arrêt du moteur après un fonctionnement aux grandes charges.

De même, pendant les recherches comparatives sur un moteur SR-211 dont la conduite d'admission a été chauffée par le même conduit à l'aide des gaz d'évacuation et du liquide provenant du système de refroidissement, les courbes de chauffage du mélange à charge maxima (l'accroissement de la température dépassant la température de l'air à l'entrée dans le carburateur) ont présenté des différences importantes.

On a constaté des différences semblables à la variation du chauffage du mélange, en fonction de charge (fig. 4).

Par l'intermédiaire du terme ΔT_{ca} , on peut influencer aussi les termes $\Delta T'_{ch}$ et $\Delta T'_{cil}$, parce que la diminution du chauffage du mélange dans la conduite d'admission permet d'échelonner la vaporisation du combustible destiné à un cycle sur tout le trajet d'admission.

Le terme ΔT_{ch} peut être considérablement réduit pour les moteurs à refroidissement différencié, cas où la culasse refroidit plus intensément que le bloc des cylindres, obtenant de cette manière une amélioration du coefficient de remplissage et aussi une amélioration de la

puissance et de l'économie. On constate en même temps pour les moteurs à refroidissement différencié une augmentation des coefficients optima d'excès d'air (de puissance λ_p et d'économie maxima λ_{ec}) (fig. 5).

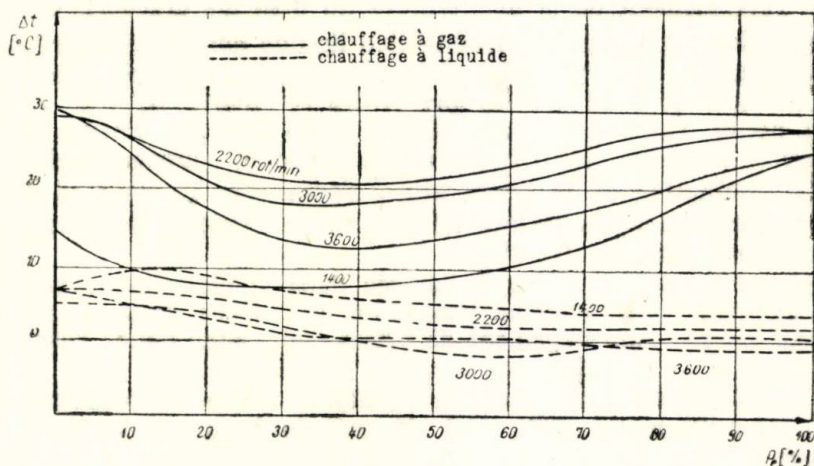


Fig. 4

L'augmentation du coefficient d'excès d'air détermine d'une manière décisive les émissions de substances produisant la pollution, ce qui résulte aussi des recherches théorique [6] dont les conclusions sont présentées sur la figure 6.

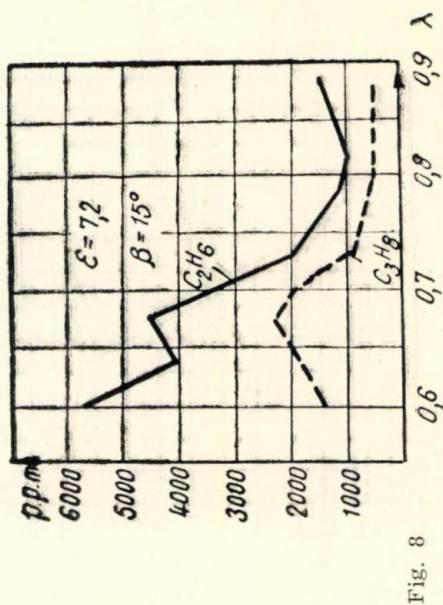
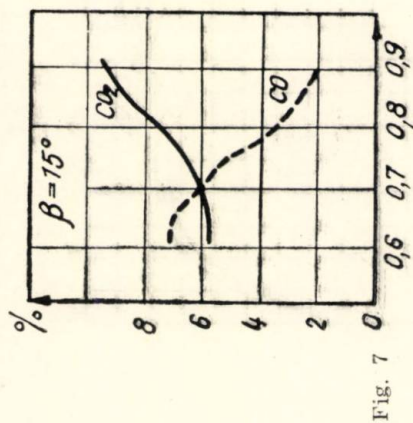
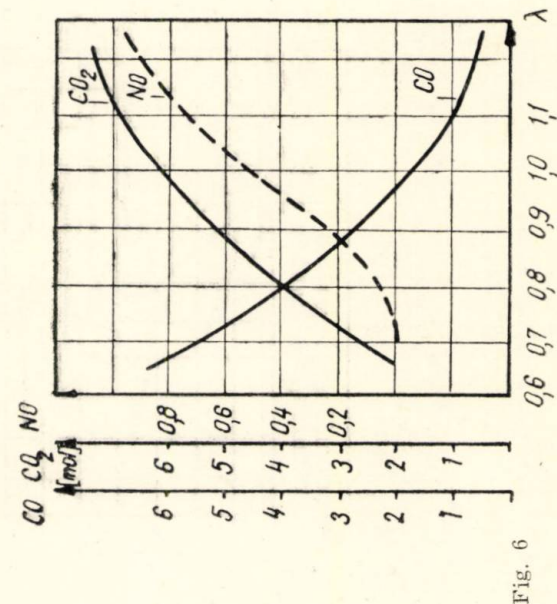
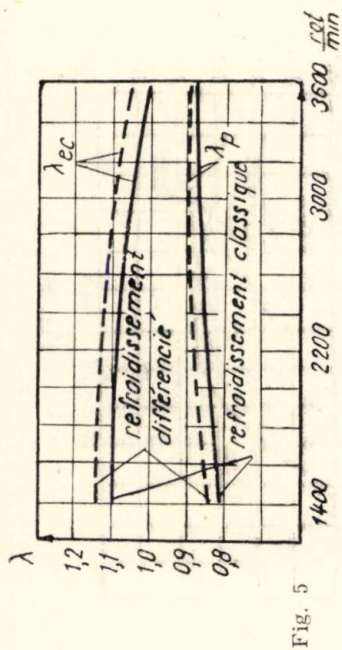
Les vérifications expérimentales [6] sur un moteur monocylindrique de la même famille (SR-211) que le moteur sur lequel on a étudié les processus au refroidissement différencié, confirment ces lois des variations qu'enregistrent les émissions de substances à effet de pollution (figure 7).

On a trouvé de pareilles évolutions même pour les concentrations de quelques hydrocarbures dans les gaz d'évacuation comme l'éthane (C_2H_6) et le propane (C_3H_8), concentrations exprimées en millionnièmes, comme sur la figure 8.

Il faut mentionner qu'on considère comme cause de la présence d'hydrocarbures non-brûlés dans les gaz d'évacuation au moteur à combustion par étincelle la combustion incomplète sur les parois du cylindre.

Pour le cas du moteur à refroidissement différencié les parois du cylindre sont maintenues sur toute leur longueur à une température élevée, ce qui suppose une amélioration de la combustion dans les couches avoisinantes de mélange.

Le refroidissement plus intense de la culasse ne conduira en aucun cas à des températures des parois de celle-ci, inférieures aux tempé-



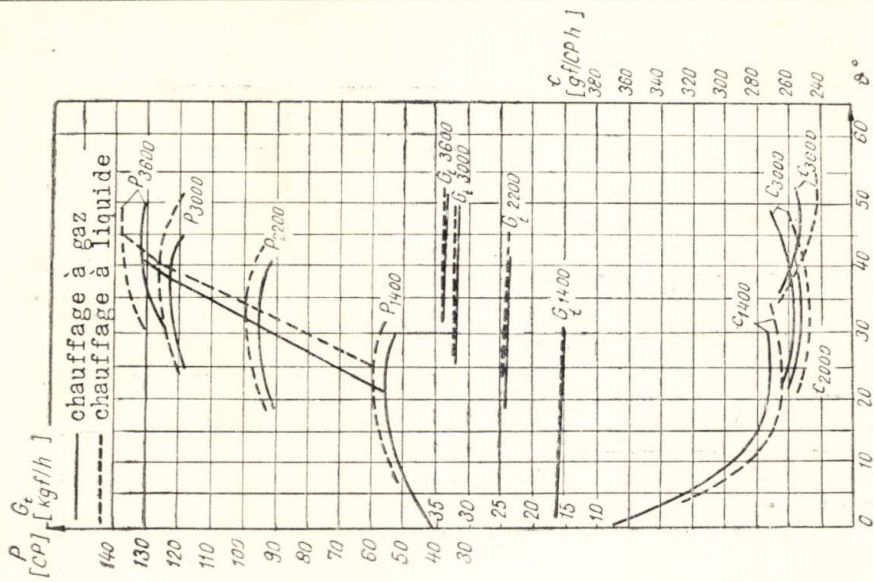


Fig. 10

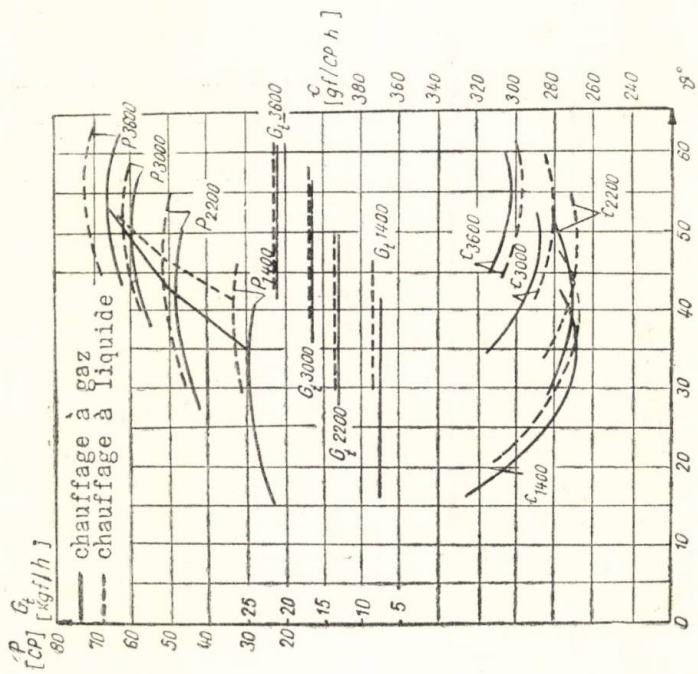


Fig. 9

ratures du cylindre. Il est à supposer par conséquent, qu'on empêchera, par cette voie aussi, les effets de pollution du moteur à refroidissement différencié.

De plus, selon l'opinion de l'auteur, les concentrations d'hydrocarbures dans les gaz d'évacuation peuvent être diminuées considérablement par un meilleur tourbillonnement des gaz dans le cylindre.

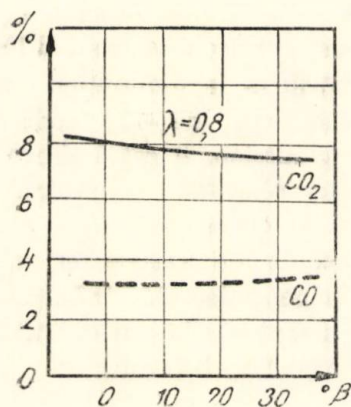


Fig. 11

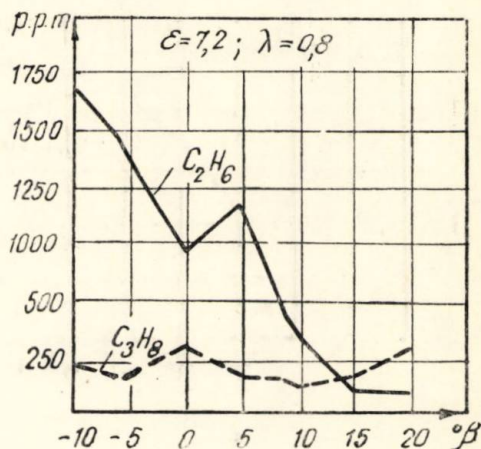


Fig. 12

Les recherches expérimentales [1] ont montré que dans le cas de la diminution du chauffage du mélange dans la conduite d'admission (chauffage à liquide) pour un moteur à refroidissement différencié (SR-211 à thermocouples de contrôle des températures dans la conduite d'admission) la meilleure avance au déclenchement de l'étincelle électrique s'accroît, en quelque mesure, et de cette façon on parvient à améliorer les performances du moteur en ce qui concerne sa puissance et la consommation du combustible, tel qu'on peut remarquer sur les figures 9 (charge 50 %) et 10 (charge 100 %).

Par conséquent, il est important d'analyser aussi, la manière dont l'avance influe sur les concentrations des substances polluantes existant dans les gaz d'évacuation.

Les vérifications expérimentales effectuées sur un moteur monocylindrique d'une même série [6] ont montré que l'accroissement de l'avance au déclenchement de l'étincelle électrique influe très peu sur la concentration de monoxyde de carbone (figure 11) et de propane, mais qu'il diminue considérablement la concentration d'éthane (figure 12).

Ayant en vue le fait que les processus de remplissage y compris les charges partielles [2] sont puissamment affectés par un refroidissement différencié et même par une simple diminution du chauffage de la conduite d'admission, il est utile de relever l'influence de la pression d'admission sur les émissions des substances polluantes.

Tout en appelant, cette fois aussi, à l'analyse fondée sur les calculs thermodynamiques [6] on peut présenter les résultats synthétiques de la figure 13.

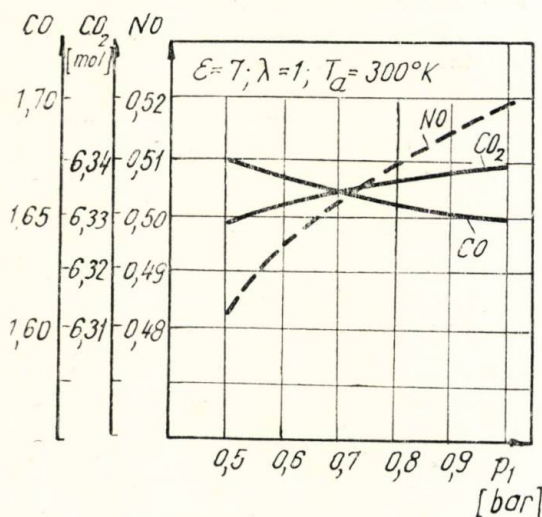


Fig. 13

Conclusions

Réduire le chauffage du mélange dans la conduite d'admission des moteurs à carburateurs, c'est une solution efficace pour élever les qualités antipolluantes de ces moteurs, en assurant aussi, en même temps, une amélioration de leurs performances concernant la puissance et la consommation du combustible. Pour que la diminution du chauffage de la conduite n'affecte pas l'uniformité du dosage et le coefficient de remplissage par cylindre, il faut perfectionner, dans les moteurs polycylindriques, la construction de la conduite d'admission et assurer des vitesses suffisamment élevées dans cette même conduite, afin de maintenir en suspension le combustible finement pulvérisé. Tout en réduisant le chauffage de la conduite, on peut diminuer aussi les émissions d'hydrocarbures par la vaporisation du combustible dans le carburateur, après l'arrêt du moteur.

La pratique du refroidissement différencié permet aussi d'améliorer les qualités antipolluantes, en même temps que la puissance augmente et que la consommation du combustible diminue. Et tout cela s'explique par la diminution de la température d'admission et par l'accroissement des coefficients d'excès d'air. On y suppose aussi une ame-

lioration de la concentration d'hydrocarbures subsistant sans être brûlés, dans les gaz d'évacuation.

Il est possible de mettre en corrélation le chauffage de la conduite d'admission avec le refroidissement de la culasse, et d'optimiser ces paramètres afin d'obtenir simultanément des performances maximales en ce qui concerne la puissance, la consommation du combustible et l'antipollution.

Bibliographie

- [1]. BOBESCU, GH.: *Studiul influenței încălzirii amestecului în conducta de admisiune asupra posibilităților de mărire a puterii și economicității motorului SR-211 cu răcire diferențiată*. Teză de doctorat Institutul politehnic Brașov, 1968.
- [2]. BOBESCU, GH. și col.: *Influența secțiunii canalului de încălzire a conductei de admisiune asupra economicității motorului SR-211 la sarcini parțiale*. Revista Transporturilor, nr. 11, 1969.
- [3]. EYZAT, P., GUIBET, I. C.: *Étude théorique et expérimentale de la formation des oxydes d'azote dans les moteurs à combustion interne*. Ingénieurs de l'automobile (Journal de la SIA). Nr. 2/1968.
- [4]. GRÜNWALD, B.: *Teoria, construcția și calculul motoarelor cu ardere internă pentru autovehicule rutiere*. Editura didactică și pedagogică, București, 1969.
- [5]. STUMPP GHERHARD: *Exhaust gas measurements on Diesel and Otto engines*. Conferința de motoare cu ardere internă, București, 1970.
- [6]. VASILESCU, C. A.: *Corelație între produșii poluanți în gazele de evacuare la un motor polilindric și neuniformitatea proceselor din cilindri*. Conferința de motoare cu ardere internă, București, 1970.

HIGH-SPEED ROTARY SLEEVE-VALVE ENGINE

F. TĂNASE

În lucrare se prezintă construcția unui motor monocilindric cu distribuție prin sertar și posibilitatea utilizării acestui tip de sertar la motoarele policilindrice pentru autovehicule. Motorul proiectat de autor și realizat cu sprijinul Uzinei „Tractorul“, a dat rezultate satisfăcătoare la primele încercări funcționale efectuate în Laboratorul de motoare al Universității din Brașov.

La acest motor, distribuția gazelor se realizează prin două ferestre (la partea superioară) ale unei cămăși cilindrice subțiri care este plasată în cilindrul motorului, prevăzut cu două canale de admisie și două canale de evacuare, iar pistonul se deplasează în interiorul cămășii. Aceasta are o mișcare continuă de rotație cu 1:4 din turația motorului fiind acționată de arborele cotit printr-un mecanism de roți dințate. Motorul este conceput cu scopul de a folosi avantajele distribuției prin sertar la motoarele de autovehicule. Pe aceste motoare nu s-ar putea utiliza sertarele de tip Burt-McCollum sau DVL-WVW, așa cum au fost aplicate (cu succes) la motoarele de aviație, din cauza deranjamentelor care ar apărea în funcționarea la sarcini parțiale, prin depunerile carbonose pe elementele de etanșare. La motorul realizat, antrenarea cămășii de distribuție este mai

simplă decât la soluția Burt-McCollum, iar pentru motoarele policilindrice antrenarea este mai simplă decât soluția Pittler, cămășile putând fi antrenate una de la alta. Se elimină totodată elementele de etanșare folosite la sertarele DVL-WVW și Burt-McCollum.

Distribuția prin sertar oferă printre altele, posibilitatea reducerii poluării atmosferei de către gazele de evacuare ale autovehiculelor, funcționare liniștită, eficiență volumetrică și termică ridicată etc.

In order to use the advantages of the non-poppet valves for automotive engines, the author designed a sleeve-valve single — cylinder engine which is tested in the Engines Laboratory of the University of Brașov. This engine consists of a sleeve-valve located inside the engine cylinder, and the piston is moving inside sleeve like in the Burt-McCollum sleeve-valve, but the sleeve has only a continuous rotary motion at 1:4 of the engine speed and it is provided with two ports like the DVL-WVW rotary valve. The cylinder is provided with two inlet and two exhaust ports. Using an operating system similar to that of DVL-WVW for a multicylinder engine is somewhat simpler than that of Pittler.

As it is known, the poppet-valve timing gear is the classical type used for the internal combustion engines. These valves and their driving mechanisms have a long period of development, although their

essential features have remained the same as those of first engines. It is remarkable that this type of valves was far from being the standard type for the first thirty years of this century because of the shortcomings regarding their reliability, the necessity for frequent adjustment, noise, and so on.

And these shortcomings were even more important since higher power was always required. Gradually, following several experimental investigations these shortcomings were overcome although some of them appear sometimes in today's engines. Also, investigations made throughout a long period of development upon timing gear as well as other parts of the engine, had the following purposes: an increase of the overall efficiency, reduction of the overall dimensions of the engine, lower manufacture cost, easier maintenance, etc.

The poppet valve timing gear has the main advantage that the valves are at rest while they have to seal the cylinder being even pressed on their seats by gas pressure and in this way a very good sealing of the cylinder is secured. The intermittent motion brings about great inertia, therefore great wear and much noise, which increase with the engine speed.

Simultaneously with the improvement of the poppet valve timing gear many other types of timing gears were developed in order to overcome the shortcomings of the poppet valves and also to obtain greater volumetric and thermal efficiency, simpler and smaller design, less inertia, wear, noise and cost.

Any type of timing gear has to carry out two basic functions:

1. filling up of the cylinder with as much a quantity of fresh charge as possible and a good exhaust of burnt gases from the cylinder;
2. to secure a good sealing of the cylinder;

In connection with the second function it is necessary to have in view the lubricating of the valve which is continuously moving and is subjected to gas pressure and temperature.

As has already been mentioned the non-poppet valves permit a better filling up of the cylinder than poppet valves do and obviously a better exhaust of the burnt gases.

The use of non-poppet valves, was limited because of difficulties of carrying out the sealing under conditions of great temperature variation. However long investigations with various types of non-poppet valves have shown that a safe sealing of the cylinder is possible.

With the Burt-McCollum sleeve valve [5, 6] and the DVL-WVW rotary valve [2, 3] very good performances on aircraft engines were obtained.

To use these types of timing gears directly on vehicle engines it is not possible, especially because of the sealing system. In the aircraft engines the sealing rings located on the cylinder head did not stick since these engines usually work at great constant loads.

Keeping in mind this and in order to use the great advantages of non-poppet valves at the vehicle engines, a non-poppet valve similar

to the Burt-McCollum sleeve valve and the DVL-WVW rotary valve is investigated on a single cylinder S. I. engine illustrated on fig. 1. For this purpose it was intended to simplify the driving system of the sleeve valve and at the same time the sealing rings from the cylinder head are replaced.

The cylindrical sleeve valve 1, is located inside the engine cylinder 2, and the piston 3, is moving inside the sleeve like in the Burt-McCollum sleeve valve, but

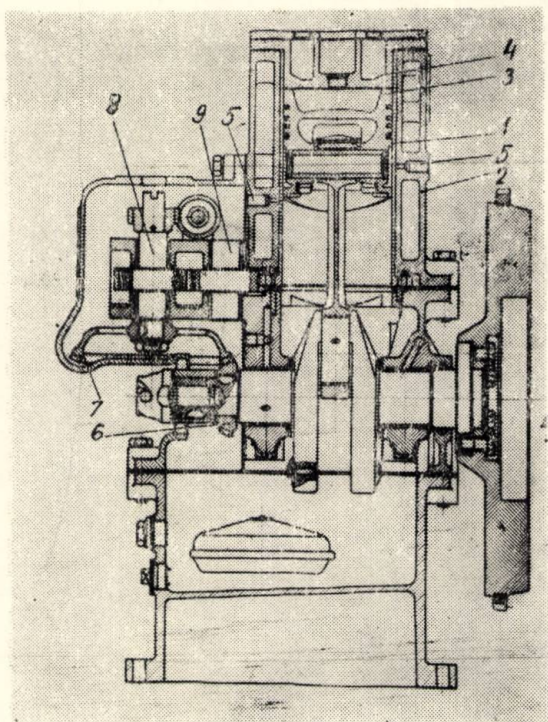


Fig. 1

the sleeve has only a continuous rotary motion at 1 : 4 of the engine speed and it is provided with two ports like the DVL-WVW rotary valve. The cylinder is provided with two inlet and two exhaust ports. In this way is eliminated the more complicated method employed by Burt-McCollum for driving the sleeve and therefore the greater inertia is eliminated. Keeping the valve in cylindrical sleeve shape it is possible to use a simpler sealing system than of DVL-WVW which imposed a divided combustion chamber and is sensitive to carbon deposit. The driving of the sleeve only by rotation also permits smaller overall dimension and other advantages. The sleeve-valve is operated by the conic gear wheels 6 and 7 and the cylindrical gear wheels 8 and 9.

The combustion chamber is a piston cavity with a flat cylinder head, 4.

The sealing of the cylinder is carried out similarly with the two-stroke sleeve valve engine long investigated in Ricardo's laboratory. It is important to take into account that no more circumferential clearance remains above the sleeve, because it no more has a reciprocating motion. The author has also in view to investigate other possibilities of sealing which can be discussed after a long research with this rotary sleeve valve.

The thermal behaviour of the Burt-McCollum sleeve valve engine was, surprisingly, better than a poppet valve engine. It remains to

be seen if the thermal behaviour will be unfavourable with the sleeve which has only a rotary motion. With regard to the thermal behaviour and the sealing of the cylinder, different materials for sleeve valve, cylinder, and cylinder head as well as different clearances between sleeve and cylinder are investigated.

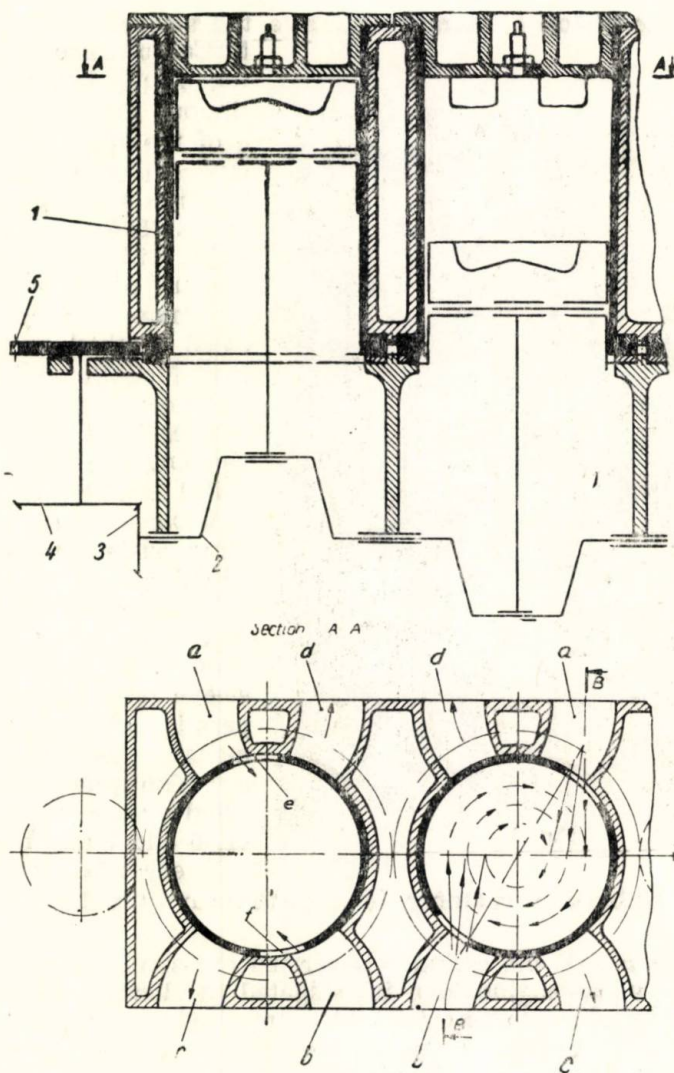


Fig. 2

The lubrication of the rotary sleeve-valve is somewhat like that of the Burt-McCollum sleeve valve. Because the sleeve valve has only a rotary motion the oil is distributed through orifices 5, outside of sleeve

by a special distributor [2]. For a multicylinder engine the sleeve valves are rotated by each other as it shown in fig. 2.

The rotary sleeve valve 1 of the first cylinder is rotated at 1 : 4 of the engine crankshaft speed 2, by the conic gear wheels 3 and 4, and the cylindrical gear wheel, 5. In section A—A can be seen the sleeve ports e and f, the cylinder inlet ports a and b and the exhaust ports c and d. In section B—B (fig. 3) is shown the vertical layout of the inlet passageways and the direction cavities g and h of the cylinder head.

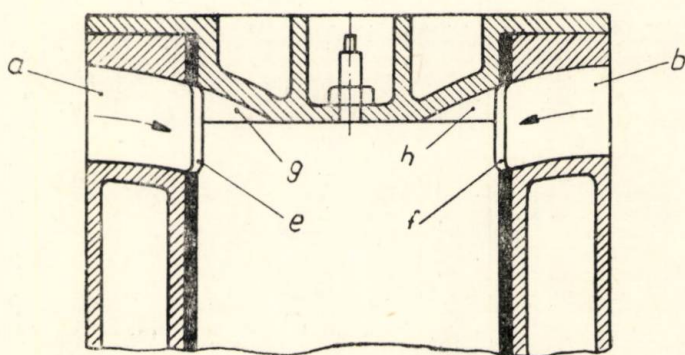


Fig. 3

The driving method is somewhat simpler than that of Pittler [1] and the driving gear being located at the bottom permits a better lubrication of the driving gears [4]. This rotary sleeve-valve permits many combustion chamber shapes to be followed: in piston, in cylinder head, or both.

The size of the timing ports of the cylinder and sleeve-valve was made in relation to the dimensions of the poppet-valves and the profiles of the cams which actuate these valves of a poppet-valve engine with the same piston stroke and cylinder diameter. Thus it can be made a comparison between the poppet-valve timing gear and the sleeve-valve timing gear.

The „throughway area-angle“ of the poppet valves is calculated with the general equation:

$$A A_{pv} = \pi d \cos \varphi \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} h d \alpha,$$

— where d is the diameter of the valve port; φ — the angle of the valve face; h — the valve lift; α_1 and α_2 are the timing angles in crankshaft degrees.

where H is the height of the ports; L — the length of the arc corresponding to the port opening; α_1 and α_2 are the timing angles.

The height H is constant for the most part of the exhaust and inlet.

Around TDC at the end of exhaust and the beginning of inlet, the piston partly masks the ports. In this zone the height of the ports is calculated as:

$$H = \frac{H_1}{2} + X_p,$$

where H_1 is the maximum height of the ports; X_p — the piston displacement.

With X_p plotted versus the angle of crankshaft rotation can be determined the variation of the height H in the masking zone.

Since the length of the arc L varies linearly with the angle of crankshaft rotation, the throughway area diagram of the sleeve valve can be easily plotted if is determined the maximum

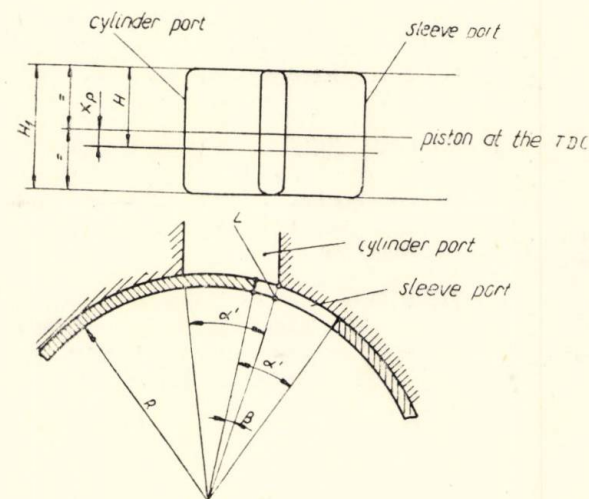


Fig. 5

length of the arc corresponding to the full opening of the two ports.

$$L_{\max} = 2 \frac{\pi}{180} R \beta_{\max} = \frac{\pi}{90} R \alpha',$$

where R is the radius of the sleeve and β is the momentary angle (see fig. 5).

It was adopted the height H of the ports so that the straight lines of variation of the throughway area against angle to be tangent to the variation curve of the throughway area of the inlet poppet-valve.

Though around TDC the piston masks the ports, in fig. 4 we can see that the sleeve-valve gives a larger area than the poppet-valves do. The throughway area of the sleeve valve can be larger if higher ports are adopted. The volumetric efficiency of the sleeve valve engine is greater than that of the poppet valve engine not only because of larger opening area but because of better efflux coefficients too.

The experimental tests first achieved, concern the general behaviour of the engine and particularly the sleeve-valve. With the first tests,

some shortcomings were observed, after which neither the sleeve-valve not its operating mechanism showed any signs of distress. The author investigates the behaviour of this engine at different loads and speeds, having in view also a long endurance test.

Bibliografie

- [1]. BUSSIEN, R.: *Automobiltechnisches Handbuch*. Berlin, Technischer Verlag Herbert Cram, 1953.
- [2]. BENSINGER, W. D.: *Die Steuerung des Gaswechsels in schnelllaufenden Verbrennungsmotoren*. Berlin, Heidelberg, New York, Springer-Verlag, 1968.
- [3]. BENSINGER, W. D.: *Die DVL-WVV — Drehschiebersteuerung*. MTZ, nr. 9, 1960, p. 363—365.
- [4]. MĂRDĂRESCU, R., TĂNASE, F., ș. a.: *Mecanism de distribuție pentru motoare cu ardere internă*. Inventie R.S.R., 51.329.
- [5]. RICARDO, H. R.: *The high-speed internal-combustion engine*. London, Blackie and Son Limited, 1953.
- [6]. RICARDO, H. R., HEMPSON, J. G. G.: *The high-speed internal-combustion engine*. London and Glasgow, Blackie and Son Limited, 1968.
- [7]. SMITH, H., P.: *Valve mechanisms for high-speed engines. Their Design and Development*. London, G. T. Foulis and Co Ltd., 1967.

STUDIUL CONFORTABILITĂȚII AUTOVEHICULELOR, UTILIZÎND TEORIA FUNCȚIILOR DE TRANSFER

I. DRĂGHICI, E. CHIȘU, A. JULA

Se prezintă rezultatele studiului teoretic al influenței diferiților parametri constructivi principali ai autovehiculelor asupra confortabilității; studiul utilizează răspunsul în frecvență al unui sistem liniar de comandă, corespunzător modelului dinamic echivalent al suspensiei auto.

Studiul se particularizează pentru autocamionul românesc BA8-20, evidențiindu-se necesitatea și posibilitatea îmbunătățirii confortabilității acestuia.

Cette étude théorique présente l'influence des principaux paramètres

constructifs des autovéhicules sur leur degré de confort; l'étude utilise la réponse en fréquence d'un système linéaire de commande, qui correspond au modèle dynamique de la suspension. Par comparaison aux autres méthodes, la méthode utilisée permet une meilleure mise en évidence de l'influence des divers paramètres sur les qualités de confort, en réduisant considérablement le nombre des calculs.

L'étude comporte des applications concernant l'autovéhicule roumain BA8-20, en faisant ressortir la nécessité et la possibilité de l'amélioration de ses qualités de confort.

Interacțiunea dintre autovehicul și suprafața neregulată a îmbrăcăminții drumului, pe care acesta circulă, produce mișcări vibratorii ale roților și caroseriei, influențând negativ confortul și siguranța pasagerilor, precum și condițiile de păstrare a mărfii transportate. Proiectantul — pentru a anihila această acțiune — trebuie să aleagă, în mod corespunzător, caracteristica elastică și disipativă a suspensiei autovehiculului.

În cele ce urmează, se prezintă rezultatele studiului teoretic al influenței diferiților parametri constructivi principali ai autovehiculelor*) asupra confortabilității acestora; se utilizează răspunsul în frecvență al unui sistem liniar de comandă, corespunzător modelului dinamic echivalent al suspensiei auto.

Metodica folosită, în lucrare, permite evidențierea mai clară a influenței diferiților parametri asupra confortabilității, reducând mult numărul necesar de calcule.

*) Studiul s-a efectuat pentru autocamionul românesc BA8-20.

În [1, 2] — și în alte lucrări — se studiază influența diferiților parametri constructivi asupra parametrului de confort $\lambda = \left| \frac{\ddot{z}_{\max}}{q_0} \right|$, rezolvînd sistemul de ecuații diferențiale care descrie mișcarea modelului dinamic echivalent al suspensiei autovehiculului (figura 1 — sistemul vibrant simplificat al suspensiei cu arcuri lamelare, pentru o roată, în cazul vibrațiilor verticale *):

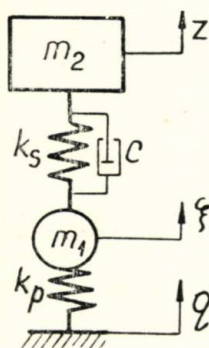


Fig. 1

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{\xi} + c(\dot{\xi} - \dot{z}) + k_s(\xi - z) + k_p \xi &= k_p q \\ m_2 \ddot{z} + c(\dot{z} - \dot{\xi}) + k_s(z - \xi) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

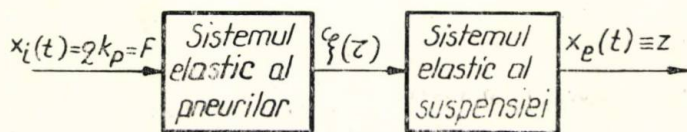


Fig. 2

unde: m_2 este masa părților suspendate; m_1 — masa părților nesuspendate; z — deplasarea caroseriei; ξ — deplasarea roții; k_s , k_p — rigiditatea suspensiei, respectiv a pneului; c — coeficientul de rezistență al amortizorului, iar [1]:

$$k_p q = k_p q_0 \sin vt, \quad (2)$$

este factorul perturbator al sistemului.

Modelul dinamic din figura 1, se pretează la reprezentarea schematică din figura 2, care evidențiază clar faptul că perturbația joacă rolul unei mărimi de intrare într-un sistem liniar complex — alcătuit din două subsisteme înseriate — mărimea de ieșire fiind elongația z .

Pentru subsistemele din figura 2 se definesc funcțiile de transfer:

$$G_1(p) = \frac{\Xi(p)}{Q(p)}; \quad G_2 = \frac{Z(p)}{\Xi(p)}, \quad (3)$$

în care: $p = \sigma + jv$ este variabila complexă; $\Xi(p) = \mathcal{L}[\xi(t)]$; $Z(p) = \mathcal{L}[z(t)]$; $Q(p) = \mathcal{L}[q(t)]$.

Ținînd seama de relațiile (3), schematizarea din figura 2 se poate reprezenta printr-o schemă bloc în complex (vezi figura 3). Folosind algebra schemelor bloc [4, 5], sistemul din figura 3 se reduce la un sistem echivalent (figura 4), pentru care:

$$G = G_1 \cdot G_2 = \frac{X_e(p)}{X_i(p)} = \frac{Z(p)}{Q(p)}. \quad (4)$$

*) Se neglijează frecarea uscată.

Pentru calcularea funcției de transfer, a sistemului echivalent, se aplică — sistemului de ecuații (1) — transformata Laplace, în condiții inițiale nule [4, 5], obținându-se:

$$\left. \begin{aligned} (m_1 p^2 + cp + k_s + k_p) \Xi - (cp + k_s) Z &= k_p Q, \\ -(cp + k_s) \Xi + (m_2 p^2 + cp + k_s) Z &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

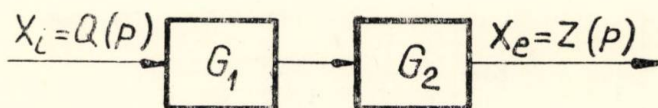


Fig. 3

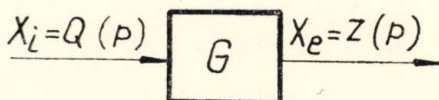


Fig. 4

Prin rezolvarea sistemului de ecuații algebrice (5) se determină:

$$\left. \begin{aligned} G_1 = \frac{\Xi(p)}{Q(p)} &= \frac{kpp(m_2 p^2 + cp + k_s)}{(m_1 p^2 + cp + k_s + k_p)(m_2 p^2 + cp + k_s) - (cp + k_s)^2}; \\ G_2 = \frac{Z(p)}{\Xi(p)} &= \frac{cp + k_s}{m_2 p^2 + cp + k_s}; \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

iar din relațiile (4) și (6) se obține:

$$\begin{aligned} G &= \frac{k_p(cp + k_s)}{(m_1 p^2 + cp + k_s + k_p)(m_2 p^2 + cp + k_s) - (cp + k_s)^2} = \\ &= \frac{k_p(cp + k_s)}{m_1 m_2 p^4 + c(m_1 + m_2)p^3 + [m_1 k_s + m_2(k_s + k_p)]p^2 + ck_p p + k_s k_p}. \end{aligned} \quad (7)$$

Pentru $p = jv$ se obține funcția de transfer în frecvență:

$$G(jv) = R_e(v) + jI_m(v), \quad (8)$$

cu amplitudinea:

$$A(v) = \sqrt{R_e^2(v) + I_m^2(v)}. \quad (9)$$

Se cunoaște că, în cazul sistemelor liniare excitate de factorul (2), mărimea de ieșire poate fi scrisă sub forma:

$$z = z_0 \sin(vt + \varphi), \quad (10)$$

unde z_0 este amplitudinea mărimii de ieșire; φ — unghiul de fază inițial *). Din expresia (10) se obține:

$$\ddot{z} = -v^2 z. \quad (11)$$

*) z_0 și φ depind de condițiile inițiale.

Comparând relațiile (4), (9) și (11) și ținând seama de definiția parametrului de confort λ [1], se poate scrie:

$$\lambda = \left| \frac{\ddot{z}}{q} \right|_{\max} = v^2 A(v), \quad (12)$$

rezultând că pentru calcularea parametrului de confort este necesară, doar, determinarea amplitudinii $A(v)$ folosind funcția de transfer (7).

În cazul general, expresia (7) se poate transcrie în forma:

$$G(p) = \frac{k_p(cp + k_s)}{K(p^2 + a_1p + b_1)(p^2 + a_2p + b_2)}, \quad (13)$$

pentru $p = jv$, putînd lua forma:

$$G(jv) = \frac{A_1 e^{j\varphi_1(v)}}{KA_2 e^{j\varphi_2(v)} \cdot A_3 e^{j\varphi_3(v)}} = A e^{j\varphi(v)}. \quad (14)$$

Astfel:

$$\ln A = \ln A_1 - (\ln K + \ln A_2 + \ln A_3). \quad (15)$$

ceea ce permite folosirea caracteristicilor Bode [4, 5] pentru determinarea lui A , prin urmare pentru calcularea parametrului λ .

În cazul particular, în care $k_p \gg k_s$ — ceea ce este perfect valabil pentru autocamioane — funcția de transfer (7) devine:

$$G(p) \cong \frac{k_p(cp + k_s)}{(m_1p^2 + cp + k_s + k_p)(m_2p^2 + cp + k_s)}. \quad (16)$$

Folosind notațiile (17):

$$\left. \begin{aligned} \frac{k_s}{m_2} &= \omega_0^2; \quad \frac{c}{k_s} = \frac{2D\sqrt{k_sm_2}}{k_s} = \frac{2D}{\omega_0}; \\ \frac{k_s + k_p}{m_1} &= \omega_{01}^2; \quad \frac{c}{k_s + k_p} = \frac{2D_1}{\omega_{01}}; \\ \frac{v}{\omega_0} &= \beta; \quad \frac{v}{\omega_{01}} = \beta_1, \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

în care ω_0 și ω_{01} , sînt pulsațiile proprii ale sistemului, iar D — gradul de amortizare, relația (16) ia forma:

$$G(jv) = \frac{\frac{k_p}{k_p + k_s}(1 + j2D\beta)}{(-\beta_1^2 + j2D_1\beta_1 + 1)(-\beta^2 + j2D\beta + 1)}. \quad (18)$$

În această situație, amplitudinea A se obține foarte simplu întrebunțînd caracteristicile amplitudine-pulsație, pentru sistemele de ordinul 1 și 2 [4, 5].

În figura 5 se prezintă un exemplu de folosire a caracteristicilor amplitudine-pulsație, corespunzător datelor referitoare la suspensia-față a autocamionului BA8-20 (complet încărcat):

$m_1 = 430/2.9,81 \text{ kg}$; $m_2 = 3270/2.9,81 \text{ kg}$; $k_s = 166 \text{ daN/cm}$; $k_p = 654 \text{ daN/cm}$; $D = 0,3$.

Pentru acest exemplu, relația (18) devine:

$$G = \frac{0,797 (1+j \cdot 2 \cdot 0,3\beta)}{(-\beta_1^2+j \cdot 2 \cdot 0,372\beta_1+1)(-\beta^2+j \cdot 2 \cdot 0,3\beta+1)}, \quad (19)$$

și notînd:

$$\left. \begin{aligned} A_1 [\text{dB}] &= 20 \lg 0,797; \\ A_2 [\text{dB}] &= 20 \lg |1+j \cdot 2 \cdot 0,3\beta|; \\ A_3 [\text{dB}] &= 20 \lg \left| \frac{1}{-\beta_1^2+j \cdot 2 \cdot 0,372\beta_1+1} \right|; \\ A_4 [\text{dB}] &= 20 \lg \left| \frac{1}{-\beta^2+j \cdot 2 \cdot 0,3\beta+1} \right|, \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

rezultă:

$$A' [\text{dB}] = A_1 + A_2 + A_3 + A_4. \quad (21)$$

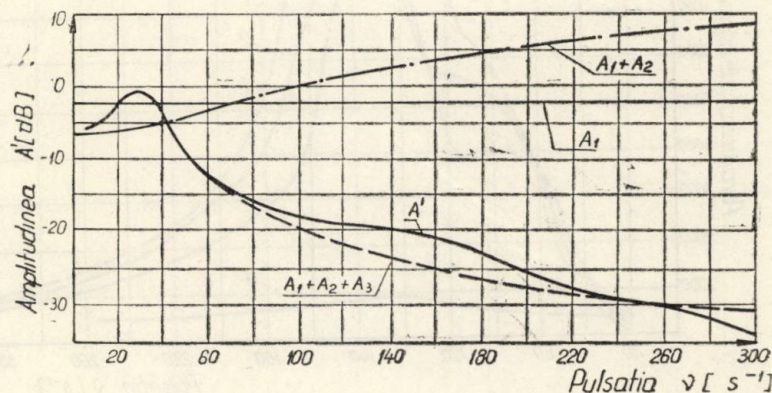


Fig. 5

Folosirea reprezentărilor standard ale funcțiilor (20) [4, 5] permite obținerea curbei A' din figura 5, aplicînd relația (21). Pentru orice modificare a parametrilor inițiali (vezi exemplul corespunzător figura 5) se obține o curbă corespunzătoare a amplitudinii A' , întrebuintînd aceeași metodică.

Prin intermediul curbei A' (vezi figura 5) și a relației (12) se obțin funcțiile $\lambda = \lambda(v)^*$ — vezi spre exemplu figurile 6, 7 și 8.

Utilizarea caracteristicilor Bode, permite trasarea cu rapiditate a curbelor A' (vezi figura 5) și a funcțiilor $\lambda = \lambda(v)$, pentru orice

*) Ținînd seama că $A' = 20 \lg A$.

modificare de parametri ai modelului dinamic din figura 1, ceea ce constituie unul din avantajele importante ale aplicării metodicii prezentate la studiul suspensiilor autovehiculelor.

Metodica de cercetare

Influența variației încărcăturii utile asupra parametrului de confort λ al autocamionului românesc BA8-20 este prezentată în figura 6, pentru suspensia-spate, cu $D=0,25$; semnificația curbelor este următoarea: curbele 1, 2 și 3 corespund autocamionului fără sarcina utilă (curba $1-k_s=250$ daN/cm; curba $2-k_s=194$ daN/cm; curba $3-k_s=150$ daN/cm), iar curba 4 — autocamionului complet încărcat, cu $k_s=194$ daN/cm.

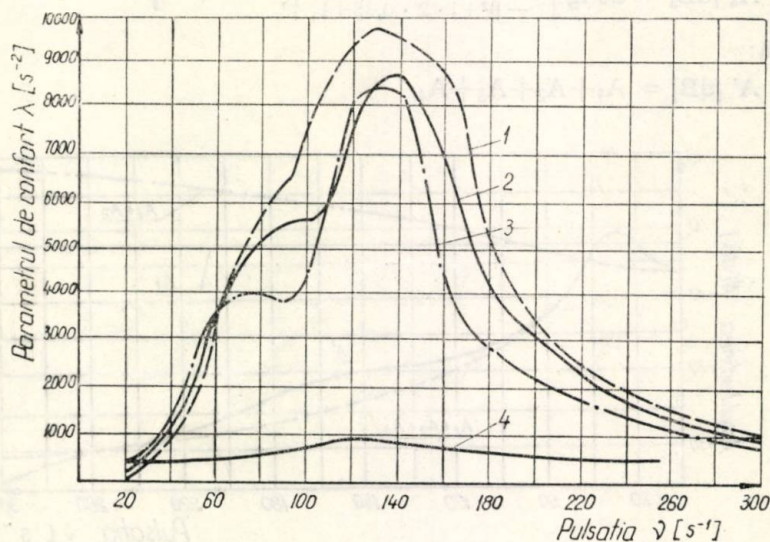


Fig. 6

Din analiza curbelor din figura 6, rezultă că accelerațiile autocamionului fără sarcină utilă sînt mult mai mari comparativ cu autocamionul complet încărcat (vezi comparativ curba 2 cu 4, figura 6). Creșterea accelerațiilor se observă atît în zona primei rezonanțe (la frecvențe situate în apropierea frecvenței proprii a caroseriei), cît și în zona celui de-al doilea domeniu de rezonanță — în special — situat în apropierea frecvențelor proprii ale roților autocamionului.

Analizînd curbele din figurile 6 și 7 se poate constata influența modificării rigidității suspensiei-spate asupra parametrului λ , pentru situațiile: fără sarcină utilă (vezi figura 6) și complet încărcat (vezi figura 7). Se constată o îmbunătățire simțitoare a confortabilității auto-

camionului BA8-20, prin micșorarea rigidității elementului elastic al suspensiei, în special în zona primei rezonanțe; în ceea ce privește cel de al doilea domeniu de rezonanță modificările sînt nesemnificative.

Studiul influenței modificării gradului de amortizare asupra confortabilității autocamionului BA8-20, prin modificarea numai a gradului

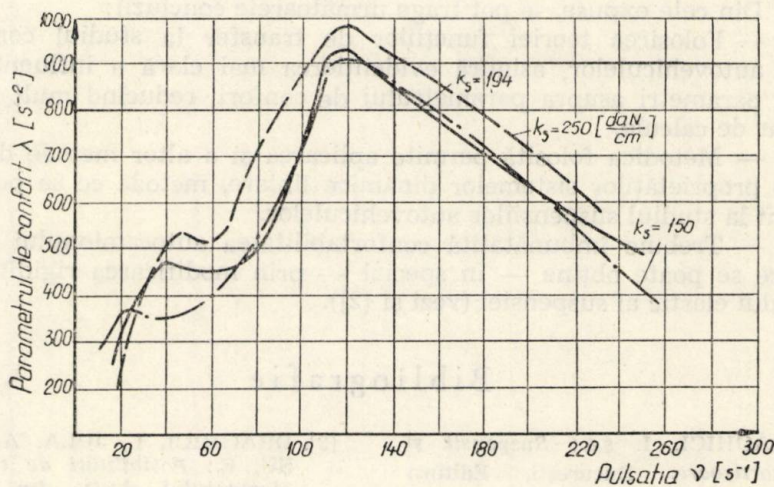


Fig. 7

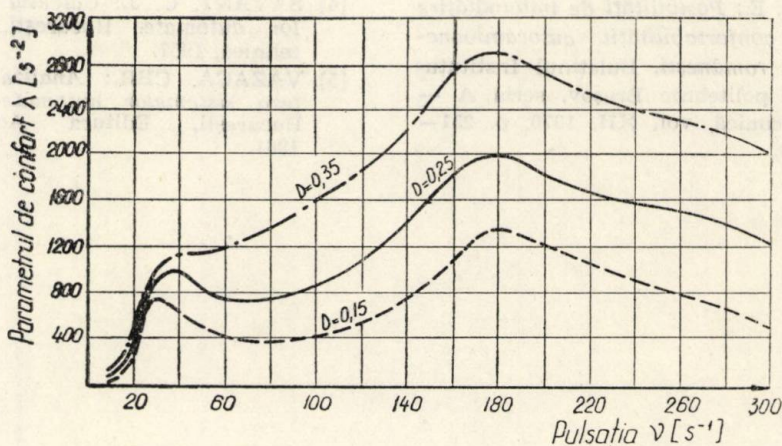


Fig. 8

de amortizare D , s-a efectuat pentru suspensia-față a autocamionului complet încărcat (figura 8). Se observă o variație însemnată a parametrului λ , în special în cel de al doilea domeniu de rezonanță, în zona primei rezonanțe modificările fiind mult mai mici.

Prin urmare, studiul ne conduce la concluzia că este necesară îmbunătățirea confortabilității autocamionului românesc BA8-20, indicându-ne, de asemenea, și posibilitățile de îmbunătățire.

Concluzii

Din cele expuse, se pot trage următoarele concluzii:

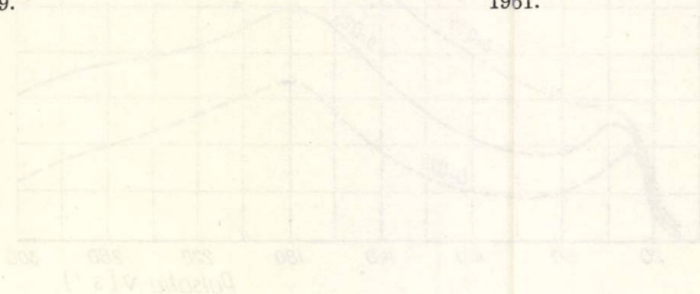
— Folosirea teoriei funcțiilor de transfer la studiul confortabilității autovehiculelor, asigură evidențierea mai clară a influenței diferiților parametri asupra parametrului de confort, reducând mult numărul necesar de calcule.

— Metodica folosită permite aplicarea și a altor metode de cercetare a proprietăților sistemelor dinamice liniare, metode ce se pot aplica eficient la studiul suspensiilor autovehiculelor.

— Trebuie îmbunătățită confortabilitatea autocamionului BA8-20, ceea ce se poate obține — în special — prin modificarea rigidității elementului elastic al suspensiei (vezi și [2]).

Bibliografie

- [1]. DRĂGHICI, I. ș.a.: *Suspensii și amortizoare*. București, Editura tehnică, 1970.
- [2]. DRĂGHICI, I., JULA, A. și CHIȘU, E.: *Posibilități de îmbunătățire a confortabilității autocamioanelor românești*. Buletinul Institutului politehnic Brașov, seria A — mecanică, vol. XII, 1970, p. 251—259.
- [3]. DRĂGHICI, I., JULA, A. și CHIȘU, E.: *Posibilități de tipizare a elementului elastic din suspensia autocamioanelor românești*. Standardizarea română, nr. 6, 1971.
- [4]. SAVANT, C. J.: *Calculul sistemelor automate*. București, Editura tehnică, 1967.
- [5]. VAZACA, CHR.: *Analiza și sinteza sistemelor automate liniare*. București, Editura Academiei, 1961.



Se observă că amplitudinea de rezonanță este mai mare pentru suspensiile cu elemente elastice mai moi (curba 1) decât pentru cele cu elemente elastice mai rigide (curba 2). Se observă o variație însemnată a amplitudinii de rezonanță în funcție de rigiditatea elementului elastic al suspensiei.

ASUPRA STABILITĂȚII AUTOTRENURILOR CU SEMIREMORCI, LA DEPLASAREA ÎN CURBE

V. CÎMPEANU, E. IONESCU, N. SEITZ, M. UNTARU

În lucrare se analizează căile de îmbunătățire a stabilității transversale a autotrenurilor cu semiremorci la deplasarea în curbe prin folosirea unor stabilizatoare transversale. Folosind un model matematic corespunzător, se stabilesc ecuațiile de bază care permit calcularea dependenței unghiului de ruliu și parametrii constructivi ai suspensiei, viteza de deplasare și parametrii traiectoriei circulare. Se propun schemele constructive ale unor stabilizatoare și se trag concluzii pentru constructor și pentru exploatare.

Die Fahrstabilität der Sattelastzüge stellt gegenwärtig einer der wichtigsten Forschungsobjekte des Nutzfahrzeuges dar. Dabei geht es sowohl um die Fahrstabilität in der Strassenebene als auch um die Fahrstabilität in der Querebene während der Kurvenfahrt. Die Fahrstabilität in der Strassenebene wurde schon des öfteren untersucht. Die Kurvenstabilität dagegen nur sehr dürftig. Die meisten Arbeiten sind experimenteller Natur und beziehen sich auf die Aufzeichnung des Wankwinkels für einen bestimmten

Bahnradius in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit.

In der vorliegenden Arbeit wird die Gleichung des Wankwinkels abgeleitet. Das Vorhandensein von experimentellen Daten erlaubte die Anwendung von vertretbaren Vereinfachungen (Linearisierung) Durch Einsetzen der Funktionen für den Bahnradius und Fahrgeschwindigkeit können fast alle vorkommenden Fälle untersucht werden.

Die Untersuchung an Hand der abgeleiteten Gleichung bezieht sich auf die Kreisfahrt. Dabei kann der Einfluss der Sattelbauart und eines Torsionsstabilisators hervorgehoben werden. Die entsprechenden Ergebnisse sind in Bild 4 und 5 dargestellt. Der Fall $\gamma = 1$ entspricht einer räumlichen Sattelkupplung und $\gamma = 0,75$ für die ebene Sattelkupplung. Das Beurteilungsmass ist die Geschwindigkeit bei der ein Anhängerrad abstrebt. In Bild 5 wird die Abhängigkeit des Wankwinkels von der Fahrgeschwindigkeit für $R = 40$ m dargestellt. Ein 50 % Stabilisator bringt einen Geschwindigkeitszuwachs von 20 % so dass seine Verwendung berechtigt ist.

Construirea socialismului multilateral dezvoltat în țara noastră presupune, printre alte obiective, și o dezvoltare considerabilă a transporturilor în general, la efectuarea cărora mijloacele auto au o contribuție apreciabilă.

O soluție de înaltă eficiență pentru sporirea capacității de transport a parcului auto, precum și a vitezei de circulație a mărfurilor, constă în mărirea ponderii autotrenurilor cu semiremorci în ansamblul parcului auto.

Fabricarea în țara noastră a unor tipuri de autotrenuri cu semiremorci a permis introducerea pe scară tot mai largă a transportului cu containere, soluție foarte mult folosită în ultimul timp în multe țări avansate, datorită avantajelor de ordin economic pe care le are această metodă modernă de transport al mărfurilor. În același timp, prin folosirea containerelor, stabilitatea autotrenurilor cu semiremorci este înrăutățită datorită măririi înălțimii centrului de greutate. Apare deci necesitatea unor studii teoretice și experimentale ale stabilității acestor agregate de transport în scopul măririi eficienței acestora.

Stabilitatea autovehiculelor izolate a fost îndeaproape studiată atât teoretic cât și experimental. În raport cu acestea însă, nivelul cercetărilor teoretice și mai ales experimentale cu privire la comportarea autotrenurilor la deplasarea în curbe, la cauzele și natura factorilor care influențează această comportare, sînt insuficiente.

Lucrările teoretice efectuate pînă în prezent se referă în special la stabilitatea în plan orizontal și cuprind în general adoptarea unui model matematic, a traiectoriei de mișcare, stabilirea ecuațiilor de mișcare precum și criteriile de stabilitate. Majoritatea acestor lucrări tratează și unul sau două exemple de calcul aplicativ.

Lucrările experimentale privind stabilitatea autotrenurilor cu semiremorci, urmăresc comportarea acestora pe traiectorii circulare, determinîndu-se dependența unghiului de ruliu în funcție de viteză și de raza traiectoriei circulare [1], pentru anumite tipuri de suspensii ale semiremorciilor.

Scopul lucrării de față îl constituie obținerea unui model matematic care să permită calcularea dependenței dintre unghiul de ruliu și parametrii constructivi ai suspensiei, vitezei de deplasare și parametrii traiectoriei circulare. De asemenea, se propun măsuri constructive pentru îmbunătățirea stabilității transversale a autotrenurilor cu semiremorci. În acest fel se creează premisele pentru efectuarea unor lucrări experimentale care să ducă la o mai bună adoptare și corelare a parametrilor suspensiei în funcție de tipul și destinația autotrenului.

1. Modelul matematic al autotrenului cu semiremorcă

S-a constatat experimental că în cazul autotrenurilor cu semiremorci răsturnarea începe de la partea din spate a acestora [2]. Acest lucru se datorește pe de o parte poziției axei instantanee de rotație a masei suspendate a semiremorcii care este înclinată spre înapoi, iar pe de altă parte faptului că momentul de răsturnare sub acțiunea forței centrifuge și sub acțiunea greutății se repartizează aproape numai pe puntea semiremorcii, întrucît în față șaua autotractorului posedă o arti-

culație spațială sau în cazurile mai moderne o articulație plană, care nu permite însă transmiterea unui cuplu reactiv prea mare.

Pentru a obține relații de calcul care să permită corelarea diferiților parametri care acționează în sensul și împotriva răsturnării se consideră unele simplificări și anume:

- șaua autotractorului este prevăzută cu o articulație spațială;
- rigiditatea arcurilor din spate ale semiremorci este constantă și egală la ambele arcuri;
- unghiul de oscilație al semiremorci în plan vertical-transversal este mic, astfel că $\sin \vartheta \approx \vartheta$ și $\cos \vartheta \approx 1$;
- traiectoria centrului de greutate al masei suspendate este un cerc;
- întrucât la autotrenurile utilizate în prezent raportul între masa nesuspendată și cea suspendată e foarte mic (sub 0,01), se consideră în masa suspendată și cea nesuspendată.

Plecând de la schema simplificată a semiremorci arătată în figura 1, se ajunge la modelul matematic reprezentat în figura 2.

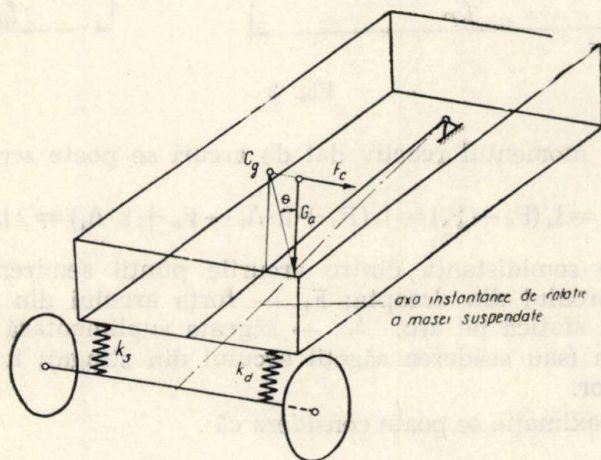


Fig. 1

Cu elementele arătate în figura 2, rezultă ecuația de echilibru sub forma următoare:

$$I_s \cdot \ddot{\omega}_r + M(\vartheta) - \gamma \cdot F_c \cdot h_a - \gamma \cdot G_a \cdot h_a \cdot \vartheta = 0 \quad (1)$$

unde: I_s — reprezintă momentul de inerție al masei suspendate în jurul axei instantanee de rotație; $\ddot{\omega}_r$ — accelerația unghiulară a masei suspendate; $M(\vartheta)$ — momentul reactiv dat de arcurile suspensiei;

γ — un coeficient de repartitie a momentului perturbator, care arată repartitia asupra punții semiremorci (pentru șaua cu articulație sferică $\gamma = 1$, iar pentru șaua cu articulație plană $0 < \gamma < 1$); F_c — forța centrifugă; h_a — brațul activ al forței centrifuge în jurul axei instantanee; G_a — greutatea semiremorci; ϑ — unghiul de ruliu.

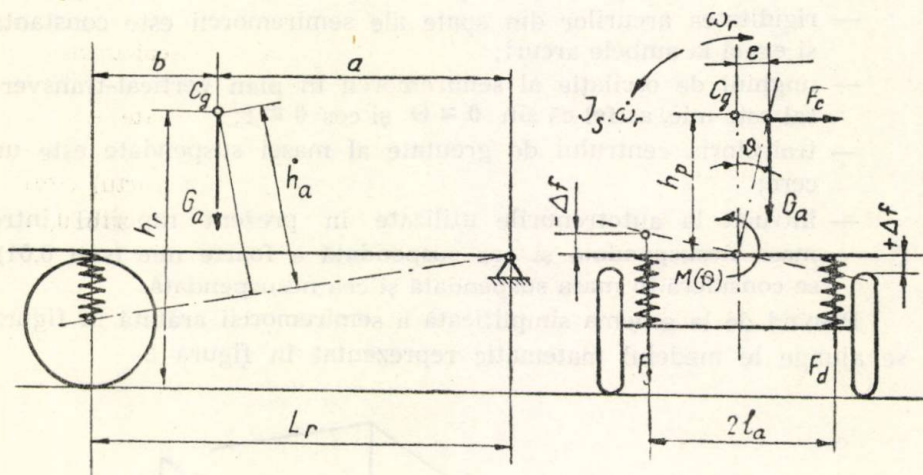


Fig. 2

Pentru momentul reactiv dat de arcuri se poate scrie următoarea relație:

$$M_{(\vartheta)} = l_a (F_d - F_s) = l_a (F_0 + k \cdot \Delta_f - F_0 + k \cdot \Delta_f) = 2 l_a \cdot k \cdot \Delta_f \quad (2)$$

unde: l_a este semidistanța dintre arcurile punții semiremorci; F_d — forța arcului din dreapta; F_s — forța arcului din stînga; F_0 — sarcina statică pe arc; Δ_f — săgeata suplimentară a arcului din dreapta (sau scăderea săgeții arcului din stînga); k — rigiditatea arcurilor.

Cu aproximație se poate considera că:

$$\Delta_f = l_a \cdot \vartheta \quad (3)$$

Astfel rezultă relația (2) sub forma:

$$M_{(\vartheta)} = 2 l_a^2 \cdot k \cdot \vartheta. \quad (4)$$

După introducerea relației (4) în ecuația (1) se obține cu $\dot{\omega}_r = 0$ ecuația diferențială a oscilației masei suspendate sub forma:

$$I_s \cdot \ddot{\vartheta} + (2 l_a^2 \cdot k - \gamma \cdot G_a \cdot h_a) \vartheta = \gamma \cdot \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_a.$$

unde R este raza traiectoriei centrului de greutate în planul căii.

După gruparea termenilor se obține:

$$\ddot{\vartheta} + \frac{2 l_a^2 k - \gamma \cdot G_a \cdot h_a}{I_s} \vartheta = \gamma \frac{G_a \cdot V^2}{g \cdot R} \cdot \frac{h_a}{I_s} \quad (5)$$

Relația (5) reprezintă ecuația unei oscilații forțate la care pot apărea următoarele situații:

$$\begin{aligned} & - V = ct.; R = ct.; \\ & - V = ct.; R = f(t); \\ & - V = F(t); R = ct.; \\ & - V = \Phi_1(t); R = \Phi_2(t) \end{aligned} \quad (6)$$

Pentru cazul cel mai simplu care corespunde și cu încercările experimentale uzuale ($V = ct$; $R = ct$), soluția particulară a ecuației (5) are următoarea formă:

$$\vartheta = \gamma \cdot \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{h_a}{I_s} \cdot \frac{1}{\omega^2} (1 - \cos \omega \cdot t), \quad (7)$$

unde:

$$\omega = \sqrt{\frac{2 l_a^2 \cdot k - \gamma \cdot G_a \cdot h_a}{I_s}}$$

În felul acesta ecuația (7) ia următoarea formă:

$$\vartheta = \gamma \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{h_a}{I_s} \cdot \frac{I_s}{2 \cdot l_a^2 \cdot k - \gamma \cdot G_a \cdot h_a} \left(1 - \cos t \sqrt{\frac{2 l_a^2 \cdot k - \gamma \cdot h_a \cdot G_a}{I_s}} \right) \quad (8)$$

Relația (8) ilustrează influența pe care o are soluția constructivă a șeii prin coeficientul γ , parametrii suspensiei exprimați prin rigiditatea k a suspensiei și așezarea ei, condițiile de deplasare exprimate prin viteză și raza de întoarcere precum și modul de încărcare al sarcinii utile.

Pentru a obține condiția de stabilitate în cazul cel mai simplu, se consideră echilibrul punții semiremorci după figura 3.

Cu datele din figura 3 se obține:

$$Z_s \cdot B - F_s \left(\frac{B - 2 l_a}{2} + 2 l_a \right) - F_d \left(\frac{B - 2 l_a}{2} \right) + Y (h_r - h_p) = 0 \quad (9)$$

unde: $Y = Y_s + Y_d = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{a}{L_r}$; Z_s este sarcina dinamică pe roata din partea stângă; B — ecartamentul.

Condiția de stabilitate rezultă din inegalitatea:

$$Z_s \geq 0 \quad (10)$$

Ca urmare se obține din ecuația (9):

$$Z_s = \frac{(F_s + F_d) \left(\frac{B}{2} - l_a \right) + F_s \cdot 2 l_a - \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{a}{L_r} (h_r - h_p)}{B} \geq 0 \quad (11)$$

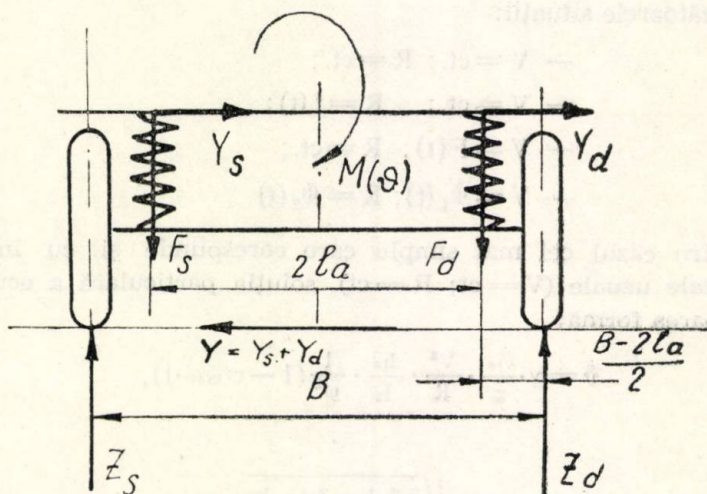


Fig. 3

respectiv:

$$Z_s = \frac{2 F_o \left(\frac{B}{2} - l_a \right) + 2 F_s \cdot l_a - \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{a}{L_r} (h_r - h_p)}{B} \geq 0 \quad (12)$$

Astfel:

$$2 F_o \left(\frac{B}{2} - l_a \right) + 2 F_s \cdot l_a \geq \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{a}{L_r} (h_r - h_p)$$

Întrucît: $F_s = F_o - k l_a \vartheta$, vom obține:

$$F_o B \geq \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{a}{L_r} (h_r - h_p) + 2 k \cdot l_a^2 \vartheta \quad (13)$$

Din relația (13) rezultă condiția de stabilitate sub forma:

$$O_{\max} \leq \frac{F_o \cdot B - \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{a}{L_r} (h_r - h_p)}{2 k \cdot l_a^2} \quad (14)$$

Din condiția de echilibru a semiremorcii se obține:

$$F_o \cong G_a \frac{a}{2 L_r} \quad (15)$$

unde: a este distanța de la centru de greutate al semiremorcii pînă la punctul de articulație; L_r — distanța între punctul de articulație și puntea semiremorcii.

Din relația (8) se obține valoarea maximă a unghiului de ruliu,

sub forma:
$$\alpha_{\max} = \gamma \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{h_a}{2 l_a^3 k - \gamma G_a h_a} \quad (16)$$

Pe baza relațiilor (14), (15) și (16) rezultă:

$$V^2 \leq \frac{a \cdot g \cdot B \cdot R}{\frac{4\gamma \cdot h_a \cdot l_a^3 \cdot k \cdot L_r}{2 l_a^3 \cdot k - \gamma \cdot G_a \cdot h_a} + 2a(h_r - h_p)} \quad (17)$$

Viteza limită din relația (17) reprezintă viteza maximă care se poate obține pe o traiectorie circulară de rază R cu un autotren avînd parametrii constructivi exprimați prin bază (L_r), ecartament (B), poziția centrului de greutate (h_a și a), greutatea (G_a) și suspensia cu rigiditate k și așezarea l_a .

2. Exemplu de calcul pentru un autotren de 14 t greutate totală

La baza calculului aplicativ au stat datele care se apropie de autotrenul format din autotractorul SR-115 echipat cu semiremorcă S.R.P.8. Prin urmare datele de calcul sînt următoarele:

$$h_a = 2,5 \text{ m}; G_a = 11.000 \text{ kgf}; R = 40 \text{ m}; B = 2 \text{ m}; l_a = 0,6 \text{ m}; \gamma = 1; L_r = 4,16 \text{ m}; g = 9,81 \text{ m/s}^2; a = 2,46 \text{ m} \text{ și } k = (65 \cdot 10^2 \dots 170 \cdot 10^2) \text{ N/m}.$$

În urma efectuării calculelor a rezultat diagrama din figura 4.

Din diagrama prezentată în figura 4 se observă că modificarea constructivă a șeii respectiv participarea suspensiei autotractorului la

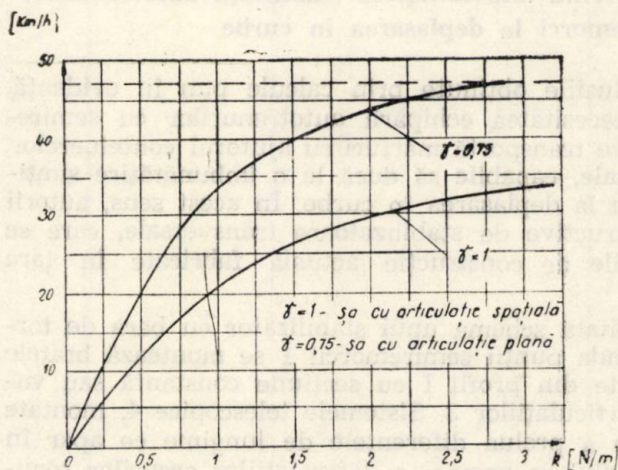


Fig. 4

preluarea momentului perturbator duce la o eficacitate mai mare prin mărirea vitezei critice. Totodată, se observă că și eficiența rigidității se mărește pe măsură ce autotractorul participă la preluarea momentului perturbator, lucru ce rezultă din faptul că pantele celor două curbe sînt diferite. Ca urmare, pentru a obține o viteză critică cît mai mare este necesar de a utiliza, simultan cu șaua

plană și un stabilizator transversal prin care să se obțină mărirea rigidității arcurilor suspensiei semiremorci la deplasarea în curbă. Însă, mărirea excesivă a rigidității suspensiei semiremorci poate duce la o comportare oscilatorie dezavantajoasă a autotrenului în timpul deplasării.

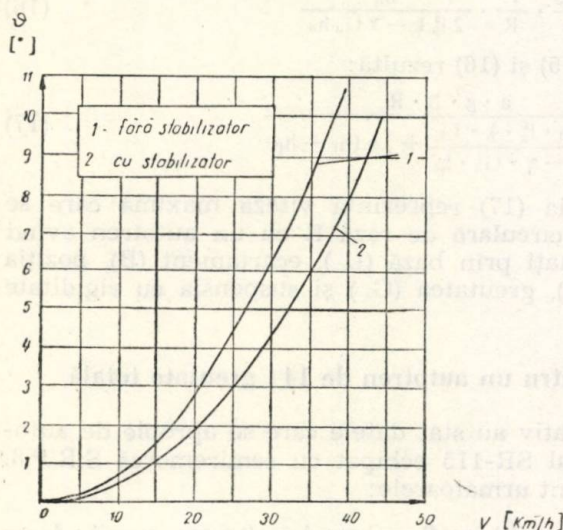


Fig. 5

În figura 5 este prezentată variația unghiului de ruluu, calculat în funcție de viteză în cazul utilizării unui stabilizator transversal care mărește rigiditatea arcurilor semiremorci la deplasarea în curbă cu 50%.

Din analiza diagramei prezentate în figurile 4 și 5 rezultă că prin folosirea unui stabilizator transversal, care mărește rigiditatea suspensiei semiremorci cu 50%, se obține un spor de viteză la deplasarea în curbe de cca 20%, în condiții de siguranță a circulației, ceea

ce contribuie în final la mărirea productivității acestor mijloace de transport și la reducerea prețului de cost al tf. km transportate.

3. Măsurile constructive privind îmbunătățirea stabilității autotrenurilor cu semiremorci la deplasarea în curbe

Rezultatele și concluziile obținute prin calcule pun în evidență, după părerea autorilor, necesitatea echipării autotrenurilor cu semiremorci, mai ales a celor care transportă mărfuri cu ajutorul containerelor, cu stabilizatoare transversale, capabile să ducă la o îmbunătățire simțitoare a stabilității acestora la deplasarea în curbe. În acest sens, autorii propun două soluții constructive de stabilizatoare transversale, care se pot monta pe autotrenurile de construcție actuală fabricate în țara noastră.

În figura 6 este arătată schema unui stabilizator cu bară de torziune transversală. Pe grinda punții semiremorci 1 se montează brațele stabilizatorului 2, executate din profil I cu secțiune constantă sau variabilă, prin intermediul articulațiilor 3. Sistemele telescopice 4, montate pe brațele 2, au rolul de a prelua diferențele de lungime ce apar în timpul deplasării autotrenului ca urmare a deformațiilor arcurilor semiremorci. Cu celălalt capăt, brațele 2 se montează rigid la bara de tor-

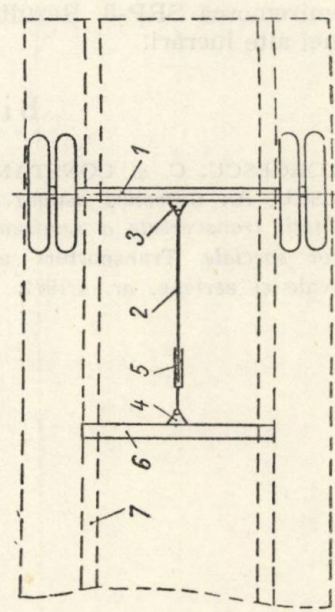
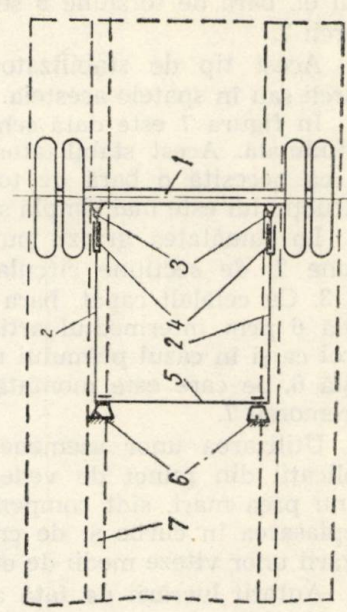
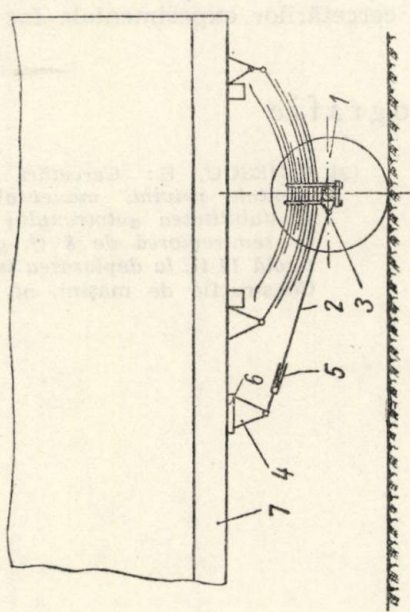
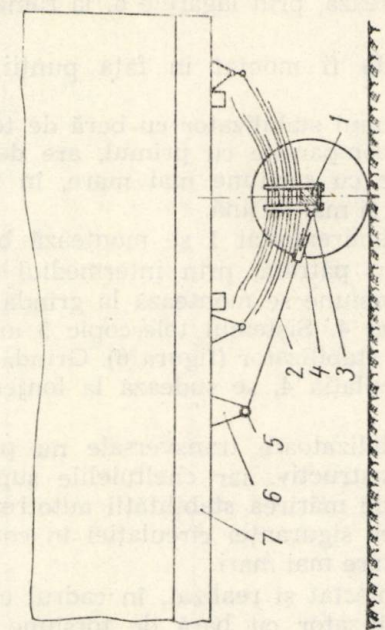


Fig. 7

Fig. 6

siune 5 de secțiune circulară sau pătrată, formată din foi de arc. La rîndul ei, bara de torsiune 5 se montează, prin lagărele 6, la rama semiremorcii 7.

Acest tip de stabilizator poate fi montat în fața punții semiremorcii sau în spatele acesteia.

În figura 7 este dată schema unui stabilizator cu bară de torsiune longitudinală. Acest stabilizator, în comparație cu primul, are dezavantajul că necesită o bară de torsiune cu secțiune mai mare, în schimb construcția lui este mai simplă și deci și mai ieftină.

La jumătatea grinzii punții semiremorcii 1 se montează bara de torsiune 2, de secțiune circulară sau pătrată, prin intermediul articulației 3. Cu celălalt capăt, bara de torsiune se montează la grinda transversală 6 prin intermediul articulației 4. Sistemul telescopic 5 are același rol ca și în cazul primului tip de stabilizator (figura 6). Grinda transversală 6, pe care este montată articulația 4, se sudează la lonjeroanele semiremorcii 7.

Utilizarea unor asemenea stabilizatoare transversale nu prezintă complicații din punct de vedere constructiv, iar cheltuielile suplimentare nu prea mari, sînt compensate de mărirea stabilității autotrenurilor la deplasarea în curbe și de creșterea siguranței circulației în condițiile realizării unor viteze medii de exploatare mai mari.

Autorii lucrării de față au proiectat și realizat, în cadrul catedrei de automobile și tractoare, un stabilizator cu bară de torsiune transversală, formată din foi de arc, care a fost montat pe autotrenul SR-115 cu semiremorcă SRP-8. Rezultatele cercetărilor experimentale fac obiectul unei alte lucrări.

Bibliografie

[1]. GEORGESCU, C. și CONSTANTINESCU, A.: *Cercetări asupra stabilității transversale a semiremorcilor speciale*. Transporturi auto, navale și aeriene, nr. 4/1971.

[2]. IONESCU, E.: *Cercetări experimentale privind manevrabilitatea și stabilitatea autotrenului SR-115 cu semiremorcă de 8 tf, greutate totală 14 tf, la deplasarea în curbe*. Construcția de mașini, nr. 1/1972.

DINAMICA VIRAJULUI STAȚIONAR LA LIMITA DE ADERENȚĂ

I. DEUTSCH, V. OLARIU, M. C. TOFAN

Autorii prezintă metoda matricială pentru determinarea reacțiunilor dinamice dintre cale și roțile autovehiculelor grele, în regimul de derapare în curbă, avînd în vedere deformațiile sistemelor elastice (pneu și arcuri).

Ecuatiile de mișcare obținute cu ajutorul principiului lui D'Alembert, aplicat pe ansamblul autovehiculului, au fost completate cu 5 condiții dinamice suplimentare pentru a înlătura nedeterminările dinamice ale masei suspendate.

Les auteurs présentent la méthode matricielle pour la détermination des réactions dynamiques entre la route et les roues des poids lourds pendant le mouvement stationnaire en courbe, ayant en vue également la déformation des systèmes élastiques (la suspension et les pneus).

Les équations de mouvement, obtenues à l'aide du principe de d'Alembert, appliqué à l'automobile dans son ensemble on été complétées avec cinq conditions dynamiques supplémentaires pour enlever les non-déterminations dynamiques de la masse suspendue.

1. În literatura de specialitate [1, 3, 4], se studiază regimul de derapare necontrolată în curbă al autovehiculelor, considerînd suspensia blocată și rama șasiului perfect rigidă. Ca urmare nu se au în vedere deformațiile elementelor elastice ca: arcuri, pneuri și rama șasiului, în plus nu se ține seama de mișcările de pompaj, de ruluu și de tangaj.

În prezenta lucrare se studiază regimul derapării necontrolate în curbă al autovehiculelor grele cu considerarea elementelor elastice și a mișcărilor produse de către aceste elemente ca urmare a forțelor de inerție verticale, longitudinale și transversale provocate de deplasarea în curbă și de trecerea peste denivelările căii.

Se folosesc următoarele notații:

m — masa autovehiculului;

g — accelerația gravitațională;

$N_{1s}, N_{1d}, N_{2s}, N_{2d}$ — reacțiunile normale ale căii asupra roților;

$S_{1s}, S_{1d}, S_{2s}, S_{2d}$ — reacțiunile transversale ale căii asupra roților;

- F_R — forța de tracțiune la puntea motoare (din spate);
 v — viteza autovehiculului;
 v_d — viteza de derapare a autovehiculului;
 $\frac{dv}{dt}$ — accelerația tangențială a punctului central al punții din spate;
 A — ampatamentul autovehiculului;
 B — ecartamentul autovehiculului;
 R — raza de viraj;
 a — distanța de la osia din față la axa, normală la cale, ce trece prin centrul de greutate al autovehiculului;
 b — distanța de la osia din spate la axa, normală la cale, ce trece prin centrul de greutate al autovehiculului;
 h_g — distanța de la centrul de greutate al autovehiculului la cale;
 φ — coeficientul de aderență dintre cale și roți;
 f — coeficientul global de rezistență la rostogolire;
 λ — coeficientul de influență al frecării din diferențial;
 c — rigiditatea la torsiune a ramei șasiului;
 c_1 — rigiditatea globală a sistemului pneu-suspensie față;
 c_2 — rigiditatea globală a sistemului pneu-suspensie spate;
 δ_{1s} — denivelarea căii sub roata din partea stîngă a punții din față;
 J_x — momentul de inerție al masei suspendate față de axa Cx ;
 J_y — momentul de inerție al masei suspendate față de axa Cy ;
 α, β, z — deplasările masei suspendate;
 $\ddot{\alpha}, \ddot{\beta}, \ddot{z}$ — accelerațiile masei suspendate.

2. Regimul derapării necontrolate în curbă se caracterizează prin viteză constantă ($v = v_d$), accelerație tangențială nulă ($dv/dt = 0$) și lipsa rezistenței la rostogolirea roților ($f = 0$). Prin urmare, ecuațiile de echilibru dinamic al autovehiculului, deduse pe baza figurilor 1 și 2, considerînd suspensia blocată și rama rigidă sînt:

$$\sum_i X_i = 0; F_x^i + S_{1s} \sin \gamma_{1s} + S_{1d} \sin \gamma_{1d} - F_{R_s} - F_{R_d} = 0; \quad (1)$$

$$\sum_i Y_i = 0; F_y^i - S_{1s} \cos \gamma_{1s} - S_{1d} \cos \gamma_{1d} - S_{2s} - S_{2d} = 0; \quad (2)$$

$$\sum_i Z_i = 0; N_{1s} + N_{1d} + N_{2s} + N_{2d} - G = 0; \quad (3)$$

$$\sum_i (M_x)_i = 0; 0,5 BN_{1s} - 0,5 BN_{1d} + 0,5 BN_{2s} - 0,5 BN_{2d} - h_g S_{1s} \cos \gamma_{1s} - h_g S_{1d} \cos \gamma_{1d} - h_s S_{2s} - h_s S_{2d} = 0; \quad (4)$$

$$\sum_i (M_y)_i = 0; aN_{1s} + aN_{1d} - bN_{2s} - bN_{2d} - h_g S_{1s} \sin \gamma_{1s} - h_g S_{1d} \sin \gamma_{1d} + h_g F_{Rs} + h_g F_{Rd} = 0; \quad (5)$$

$$\sum_i (M_z)_i = 0; (a \cos \gamma_{1s} - 0,5 B \sin \gamma_{1s}) S_{1s} + (a \cos \gamma_{1d} + 0,5 B \sin \gamma_{1d}) S_{1d} + 0,5 B F_{Rs} - 0,5 B F_{Rd} - b S_{2s} - b S_{2d} = 0. \quad (6)$$

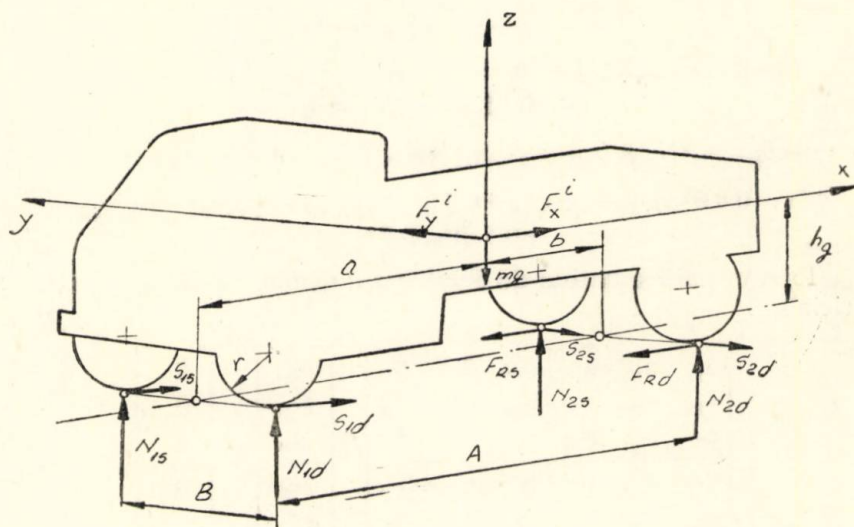


Fig. 1

Introducînd notațiile:

$$\rho_{1s} = \cos \gamma_{1s} = 1 / \sqrt{1 + [2A / (2R + B)]^2}, \quad (7)$$

$$\rho_{1d} = \cos \gamma_{1d} = 1 / \sqrt{1 + [2A / (2R - B)]^2}, \quad (8)$$

$$\lambda_{1s} = 2A / (2R + B), \quad \lambda_{1d} = 2A / (2R - B); \quad (9)$$

rezultă:

$$\sin \gamma_{1s} = \lambda_{1s} \rho_{1s}, \quad \sin \gamma_{1d} = \lambda_{1d} \rho_{1d}. \quad (10)$$

Avînd în vedere notațiile (7), ..., (10), precum și expresiile cunoscute [2]:

$$F_x^i = m(dv/dt - bv^2/R^2)$$

$$F_y^i = m[v^2/R - (dv/dt)(b/R)], \quad (11)$$

$$m = G/g;$$

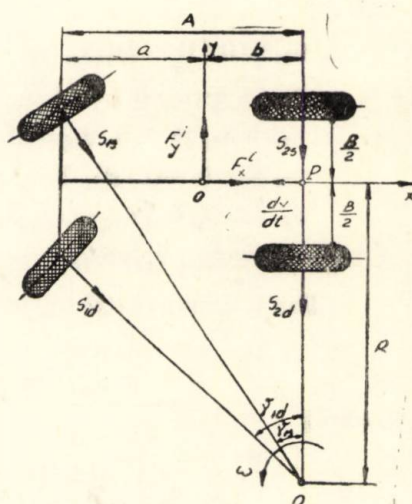


Fig. 2

$$F_{R_s} = 0,5(2 - \lambda)F_R, \quad F_{R_d} = 0,5\lambda F_R; \quad (12)$$

$$S_{1s} = \varphi N_{1s}, \quad S_{1d} = \varphi N_{1d}, \quad S_{2s} = \varphi N_{2s}, \quad S_{2d} = \varphi N_{2d}; \quad (13)$$

ecuațiile de echilibru dinamic (1), ..., (6), pentru $dv/dt = 0$ și $v = v_d$, devin:

$$\varphi \rho_{1s} \lambda_{1s} N_{1s} + \varphi \rho_{1d} \lambda_{1d} N_{1d} - F_R - (mb/R^2) v_d^2 = 0; \quad (14)$$

$$\varphi \rho_{1s} N_{1s} + \varphi \rho_{1d} N_{1d} + \varphi N_{2s} + \varphi N_{2d} - (m/R) v_d^2 = 0; \quad (15)$$

$$N_{1s} + N_{1d} + N_{2s} + N_{2d} = mg; \quad (16)$$

$$(0,5B - \varphi \rho_{1s} h_g) N_{1s} - (0,5B + \varphi \rho_{1d} h_g) N_{1d} + (0,5B - \varphi h_g) N_{2s} - (0,5B + \varphi h_g) N_{2d} = 0; \quad (17)$$

$$(a - \rho_{1s} \lambda_{1s} h_g) N_{1s} + (a - \rho_{1d} \lambda_{1d} h_g) N_{1d} - b N_{2s} - b N_{2d} + h_g F_R = 0; \quad (18)$$

$$\varphi(a - 0,5B \lambda_{1s}) \rho_{1s} N_{1s} + \varphi(a + 0,5B \lambda_{1d}) \rho_{1d} N_{1d} - \varphi b N_{2s} - \varphi b N_{2d} + 0,5BF_R = 0; \quad (19)$$

Prin urmare ecuațiile de echilibru dinamic, pot fi scrise sub forma matricială:

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & 0 & a_{26} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & 0 & a_{36} \\ \hline a_{41} & a_{42} & 0 & 0 & a_{45} & -1 \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & a_{54} & a_{55} & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} N_{1s} \\ N_{1d} \\ N_{2s} \\ N_{2d} \\ v_d^2 \\ F_R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ a_{60} \end{bmatrix}, \quad (20)$$

unde:

$$a_{11} = 0,5B - \varphi \rho_{1s} h_g, \quad a_{12} = -(0,5B + \varphi \rho_{1d} h_g), \quad a_{13} = 0,5B - \varphi h_g;$$

$$a_{14} = -(0,5B + \varphi h_g), \quad a_{21} = a - \rho_{1s} \lambda_{1s} h_g, \quad a_{22} = a - \rho_{1d} \lambda_{1d} h_g;$$

$$a_{23} = a_{24} = -b, \quad a_{26} = h_g, \quad a_{31} = \varphi(a - 0,5B \lambda_{1s}) \rho_{1s},$$

$$a_{32} = \varphi(a + 0,5B \lambda_{1d}) \rho_{1d}, \quad a_{33} = a_{34} = -\varphi b, \quad a_{36} = 0,5B;$$

$$a_{41} = \varphi \rho_{1s} \lambda_{1s}, \quad a_{42} = \varphi \rho_{1d} \lambda_{1d}, \quad a_{45} = -mb/R^2;$$

$$a_{51} = \varphi \rho_{1s}, \quad a_{52} = \varphi \rho_{1d}, \quad a_{53} = a_{54} = \varphi, \quad a_{55} = -m/R, \quad a_{60} = mg.$$

Partiționînd matricile în celule, ecuația (20) se va scrie sub forma:

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ A_{20} \end{bmatrix}, \quad (21)$$

în care:

$$A_{11} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix}, \quad A_{12} = \begin{bmatrix} a_{14} & 0 & 0 \\ a_{24} & 0 & a_{26} \\ a_{34} & 0 & a_{36} \end{bmatrix},$$

$$A_{21} = \begin{bmatrix} a_{41} & a_{42} & 0 \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} \\ 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}, \quad A_{22} = \begin{bmatrix} 0 & a_{45} & -1 \\ a_{54} & a_{55} & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$X_1 = \begin{bmatrix} N_{1s} \\ N_{1d} \\ N_{2s} \end{bmatrix}, \quad X_2 = \begin{bmatrix} N_{2d} \\ v_d^2 \\ F_R \end{bmatrix}, \quad A_{20} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ a_{60} \end{bmatrix}.$$

Din (21) se obține:

$$A_{11} X_1 + A_{12} X_2 = 0; \quad (22)$$

$$A_{21} X_1 + A_{22} X_2 = A_{20}. \quad (23)$$

Din (23) rezultă:

$$A_{22} X_2 = A_{20} - A_{21} X_1.$$

Prin urmare:

$$A_{22}^{-1} A_{22} X_2 = A_{22}^{-1} A_{20} - A_{22}^{-1} A_{21} X_1,$$

deci:

$$X_2 = A_{22}^{-1} A_{20} - A_{22}^{-1} A_{21} X_1. \quad (24)$$

Din (22) și (24) se obține:

$$A_{11} X_1 + A_{12} A_{22}^{-1} A_{20} - A_{12} A_{22}^{-1} A_{21} X_1 = 0,$$

sau:

$$(A_{12} A_{22}^{-1} A_{21} - A_{11}) X_1 = A_{12} A_{22}^{-1} A_{20},$$

deci:

$$X_1 = (A_{12} A_{22}^{-1} A_{21} - A_{11})^{-1} (A_{12} A_{22}^{-1} A_{20}). \quad (25)$$

Introducând notațiile:

$$C = A_{22}^{-1} A_{20}, \quad D = A_{22}^{-1} A_{21}, \quad (26)$$

matricile (25) și (24) devin:

$$X_1 = (A_{12} D - A_{11})^{-1} (A_{12} C), \quad (27)$$

$$X_2 = C - D (A_{12} D - A_{11})^{-1} (A_{12} C), \quad (28)$$

permițind determinarea reacțiunilor normale, a vitezei de derapare și a forței de tracțiune la puntea motoare.

3. Considerînd suspensia deblocată și rama șasiului rigidă, pe lângă cele șase necunoscute care au apărut la suspensia blocată (N_{1s} , N_{1d} , N_{2s} , N_{2d} , F_R , v_d^2), apar în plus încă șase necunoscute și anume: deplasările unghiulare α , β , deplasarea centrului de greutate z , accelerațiile unghiulare $\ddot{\alpha}$, $\ddot{\beta}$ care intervin în expresiile momentelor forțelor

de inerție M_x^i , M_y^i și accelerația $\ddot{z}$ a centrului de greutate al autovehiculului (figura 3). Considerînd forța motoare F_R ca parametru în cadrul vectorului termenilor liberi (putînd fi și neglijat în regimul de derapare $F_R \approx 0$), masa suspendată a autovehiculului reprezintă un sistem mecanic de cinci ori dinamic nedeterminat. Pentru ridicarea nedeterminărilor sînt

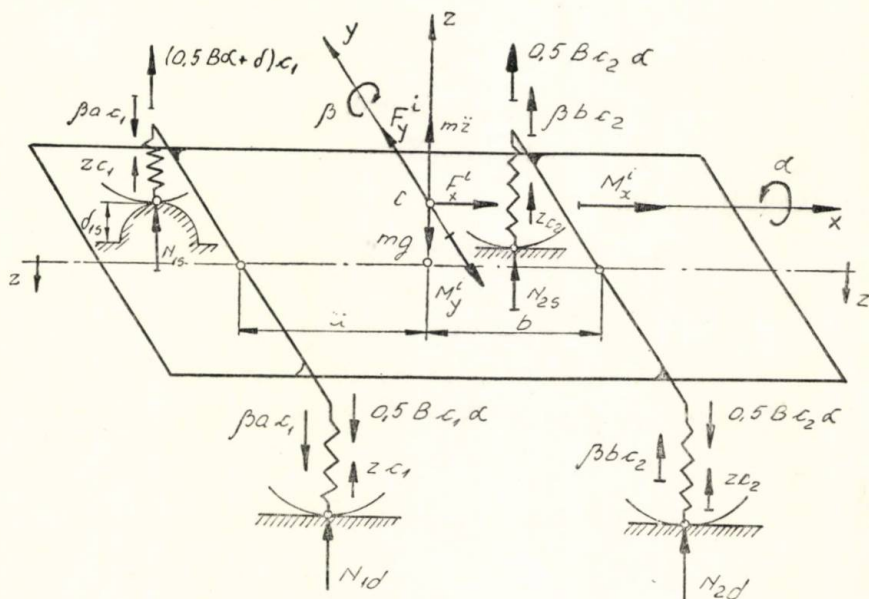


Fig. 3

necesare încă cinci condiții dinamice suplimentare. Trei condiții dinamice pot fi considerate ecuațiile diferențiale de mișcare după cele trei coordonate: α , β și z . Mai pot fi scrise încă două condiții dinamice care exprimă variația reacțiunilor normale la roțile de pe partea stîngă a autovehiculului, respectiv de la puntea din spate, adică la roțile către care are loc deplasarea masei suspendate. Avînd în vedere și deformațiile suspensiei pot fi scrise ecuațiile:

$$\sum_i X_i = 0; F_x^i + S_{1s} \sin \gamma_{1s} + S_{1d} \sin \gamma_{1d} - F_{Rs} - F_{Rd} = 0; \quad (30)$$

$$\sum_i Y_i = 0; F_y^i - S_{1s} \cos \gamma_{1s} - S_{1d} \cos \gamma_{1d} - S_{2s} - S_{2d} = 0; \quad (31)$$

$$\sum_i Z_i = 0; F_z^i + N_{1s} + N_{1d} + N_{2s} + N_{2d} - mg = 0; \quad (32)$$

$$\sum_i (M_x)_i = 0; 0,5 BN_{1s} - 0,5 BN_{1d} + 0,5 BN_{2s} - 0,5 BN_{2d} - h_g S_{1s} \cos \gamma_{1s} - h_g S_{1d} \cos \gamma_{1d} - h_g S_{2s} - h_g S_{2d} + M_x^i = 0; \quad (33)$$

$$\sum_i (M_y)_i = 0; aN_{1s} + aN_{1d} - bN_{2d} - h_g S_{1s} \sin \gamma_{1s} - h_g S_{1d} \sin \gamma_{1d} + h_g F_{Ks} + h_g F_{Rd} - M_y^i = 0; \quad (34)$$

$$\sum_i (M_z)_i = 0; (a \cos \gamma_{1s} - 0,5 B \sin \gamma_{1s}) S_{1s} + (a \cos \gamma_{1d} + 0,5 B \sin \gamma_{1d}) S_{1d} + 0,5 BF_{Rs} - 0,5 BF_{Rd} - bS_{2s} - bS_{2d} = 0. \quad (35)$$

Ținînd seama de relațiile (7), ..., (13), precum și de formulele:

$$F_z^i = m\ddot{z}, \quad M_x^i = J_x\ddot{\alpha}, \quad M_y^i = J_y\ddot{\beta}; \quad (36)$$

ecuațiile de echilibru dinamic (30), ..., (35) devin:

$$\varphi\rho_{1s}\lambda_{1s}N_{1s} + \varphi\rho_{1d}\lambda_{1d}N_{1d} - (mb/R^2)v_d^2 = F_R; \quad (37)$$

$$\varphi\rho_{1s}N_{1s} + \varphi\rho_{1d}N_{1d} + \varphi N_{2s} + \varphi N_{2d} - (m/R)v_d^2 = 0; \quad (38)$$

$$N_{1s} + N_{1d} + N_{2s} + N_{2d} + m\ddot{z} = mg; \quad (39)$$

$$(0,5 B - \varphi\rho_{1s}h_g)N_{1s} - (0,5 B + \varphi\rho_{1d}h_g)N_{1d} + (0,5 - \varphi h_g)N_{2s} - (0,5 B + \varphi h_g)N_{2d} + J_x\ddot{\alpha} = 0; \quad (40)$$

$$(a - \rho_{1s}\lambda_{1s}h_g)N_{1s} + (a - \rho_{1d}\lambda_{1d}h_g)N_{1d} - bN_{2s} - bN_{2d} - J_y\ddot{\beta} = -h_g F_R; \quad (41)$$

$$\varphi(a - 0,5 B\lambda_{1s})\rho_{1s}N_{1s} + \varphi(a + 0,5 B\lambda_{1d})\rho_{1d}N_{1d} - \varphi bN_{2s} - \varphi bN_{2d} = -0,5 BF_R. \quad (42)$$

Ecuațiile diferențiale ale mișcării după deplasările α , β și z deduse pe baza figurii 3 prin aplicarea principiului diferențial al lui d'Alembert, sînt:

$$J_x\ddot{\alpha} = -0,5 B^2(c_1 + c_2)\alpha - 0,5 Bc_1\delta_{1s}, \quad (43)$$

$$-J_y\ddot{\beta} = 2(a^2c_1 + b^2c_2)\beta + 2(bc_2 - ac_1)z - ac_1\delta_{1s}, \quad (44)$$

$$m\ddot{z} = -2(c_1 + c_2)z - 2(bc_2 - ac_1)\beta - c_1\delta_{1s}. \quad (45)$$

Variația reacțiunilor normale de pe partea stîngă a autovehiculului, se poate scrie sub formele:

$$\Delta N_s = N_{1s} + N_{2s} - 0,5 mg,$$

$$\Delta N_s = 0,5 Bc_1\alpha - ac_1\beta + c_1z + c_1\delta_{1s} + 0,5 Bc_2\alpha + bc_2\beta + c_2z,$$

de unde se obține condiția dinamică suplimentară:

$$N_{1s} + N_{2s} = 0,5 B(c_1 + c_2)\alpha + (bc_2 - ac_1)\beta + (c_1 + c_2)z + 0,5 mg + c_1\delta_{1s}. \quad (46)$$

Variația reacțiunilor normale la puntea din spate a autovehiculului, se poate scrie sub formele:

$$\Delta N_2 = N_{2s} + N_{2d} - amg/A,$$

$$\Delta N_2 = 2bc_2\beta + 2c_2z,$$

de unde rezultă condiția dinamică suplimentară:

$$N_{2s} + N_{2d} = 2bc_2\beta + 2c_2z + amg/A. \quad (47)$$

Înlocuind (45), (44) și (43) respectiv în (39), (40) și (41), se obține:

$$N_{1s} + N_{1d} + N_{2s} + N_{2d} - 2(bc_2 - ac_1)\beta - 2(c_1 + c_2)z = mg + c_1\delta_{1s}; \quad (48)$$

$$(0,5B - \varphi\rho_{1s}h_g)N_{1s} - (0,5B + \varphi\rho_{1d}h_g)N_{1d} + (0,5B - \varphi h_g)N_{2s} - \\ - (0,5B + \varphi h_g)N_{2d} - 0,5B^2(c_1 + c_2)\alpha = 0,5Bc_1\delta_{1s}; \quad (49)$$

$$(a - \rho_{1s}\lambda_{1s}h_g)N_{1s} + (a - \rho_{1d}\lambda_{1d}h_g)N_{1d} - bN_{2s} - bN_{2d} + 2(a^2c_1 + b^2c_2)\beta + \\ + 2(bc_2 - ac_1)z = ac_1\delta_{1s} - h_gF_R. \quad (50)$$

Ecuatiile (37), (38), (48), (49), (50), (42), (46) și (47) se scriu sub forma matricială:

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & 0 & a_{16} & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & 0 & 0 & a_{27} & a_{28} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{41} & a_{42} & 0 & 0 & a_{45} & 0 & 0 & 0 \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & a_{54} & a_{55} & 0 & 0 & 0 \\ \hline 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & a_{67} & a_{68} \\ 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & a_{76} & a_{77} & a_{78} \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & a_{87} & a_{88} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} N_{1s} \\ N_{1d} \\ N_{2s} \\ N_{2d} \\ v_d^2 \\ \alpha \\ \beta \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{10} \\ a_{20} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ a_{60} \\ a_{70} \\ a_{80} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ a_{2p} \\ a_{3p} \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot F_R, \quad (51)$$

în care:

$$\begin{aligned} a_{11} &= 0,5B - \varphi\rho_{1s}h_g, \quad a_{12} = -(0,5B + \varphi\rho_{1d}h_g), \quad a_{13} = 0,5B - \varphi h_g; \\ a_{14} &= -(0,5B + \varphi h_g), \quad a_{16} = -0,5B^2(c_1 + c_2), \quad a_{10} = 0,5Bc_1\delta_{1s}; \\ a_{21} &= a - \rho_{1s}\lambda_{1s}h_g, \quad a_{22} = a - \rho_{1d}\lambda_{1d}h_g, \quad a_{23} = a_{24} = -b, \\ a_{27} &= 2(a^2c_1 + b^2c_2); \quad a_{28} = 2(bc_2 - ac_1), \quad a_{20} = ac_1\delta_{1s}, \quad a_{2p} = -h_g, \\ a_{31} &= \varphi(a - 0,5B\lambda_{1s})\rho_{1s}; \quad a_{32} = \varphi(a + 0,5B\lambda_{1d})\rho_{1d}, \\ a_{33} &= a_{34} = -\varphi b, \quad a_{3p} = -0,5B; \quad a_{41} = \varphi\rho_{1s}\lambda_{1s}, \quad a_{42} = \varphi\rho_{1d}\lambda_{1d}, \\ a_{45} &= -mb/R^2, \quad a_{51} = \varphi\rho_{1s}, \quad a_{52} = \varphi\rho_{1d}, \quad a_{53} = a_{54} = \varphi, \\ a_{55} &= -m/R, \quad a_{67} = -2(bc_2 - ac_1); \quad a_{68} = -2(c_1 + c_2), \\ a_{60} &= mg + c_1\delta_{1s}, \quad a_{76} = -0,5B(c_1 + c_2); \quad a_{77} = -(bc_2 - ac_1), \\ a_{78} &= -(c_1 + c_2), \quad a_{70} = 0,5mg + c_1\delta_{1s}, \quad a_{87} = abc_2; \\ a_{88} &= -2c_2, \quad a_{80} = amg/A. \end{aligned}$$

Partiționind matricile în celule, ecuația (51) se va scrie sub forma:

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{10} \\ A_{20} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} A_{1p} \\ 0 \end{bmatrix} \cdot F_R, \quad (52)$$

în care

$$A_{11} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & 0 \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & 0 \\ a_{41} & a_{42} & 0 & 0 & a_{45} \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & a_{54} & a_{55} \end{bmatrix}, \quad A_{12} = \begin{bmatrix} a_{16} & 0 & 0 \\ 0 & a_{27} & a_{28} \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$A_{21} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad A_{22} = \begin{bmatrix} 0 & a_{67} & a_{68} \\ a_{76} & a_{77} & a_{78} \\ 0 & a_{87} & a_{88} \end{bmatrix};$$

$$X_1 = \begin{bmatrix} N_{1s} \\ N_{1d} \\ N_{2s} \\ N_{2d} \\ v_d^2 \end{bmatrix}, \quad A_{10} = \begin{bmatrix} a_{10} \\ a_{20} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad A_{1p} = \begin{bmatrix} 0 \\ a_{2p} \\ a_{3p} \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix};$$

$$X_2 = \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \\ z \end{bmatrix}, \quad A_{20} = \begin{bmatrix} a_{60} \\ a_{70} \\ a_{80} \end{bmatrix}.$$

Din (52) se obține:

$$A_{11}X_1 + A_{12}X_2 = A_{10} + A_{1p} \cdot F_R, \quad (53)$$

$$A_{21}X_1 + A_{22}X_2 = A_{20}. \quad (54)$$

În mod analog ca în cazul precedent, din ecuația (54) se obține:

$$X_2 = A_{22}^{-1}A_{20} - A_{22}^{-1}A_{21}X_1. \quad (55)$$

Din (53) și (55) se obține:

$$A_{11}X_1 + A_{12}A_{22}^{-1}A_{20} - A_{12}A_{22}^{-1}A_{21}X_1 = A_{10} + A_{1p} \cdot F_R,$$

sau:

$$(A_{11} - A_{12}A_{22}^{-1}A_{21})X_1 = A_{10} + A_{1p} \cdot F_R - A_{12}A_{22}^{-1}A_{20},$$

respectiv:

$$X_1 = (A_{11} - A_{12}A_{22}^{-1}A_{21})^{-1}(A_{10} + A_{1p} \cdot F_R - A_{12}A_{22}^{-1}A_{20}). \quad (56)$$

Introducând notațiile:

$$C = A_{22}^{-1}A_{20}, \quad D = A_{22}^{-1}A_{21}; \quad (57)$$

matricile (37) și (36) devin:

$$X_1 = (A_{11} - A_{12}D)^{-1}(A_{10} + A_{1P} \cdot F_R - A_{12}C), \quad (58)$$

$$X_2 = C - D(A_{11} - A_{12}D)^{-1}(A_{10} + A_{1P} \cdot F_R - A_{12}C), \quad (59)$$

permițind determinarea, în funcție de F_R , fie a reacțiunilor normale și a vitezei de derapare, fie a deplasărilor α , β și z .

Bibliografie

- [1]. E. A. CIUDAKOV: *Teoria automobila*. Akademia nauk S.S.S.R., Moskva, 1961.
- [2]. I. DEUTSCH, V. OLARIU: *Über die Bestimmung der dynamischen Auflagerungskräfte zwischen der Fahrbahn und der Rädern des Kraftwagens beim Abrutschen in der Kurve*. Buletinul Institutului politehnic din Brașov, seria A, mecanică, vol. XII. 1970.
- [3]. C. GHIULAI: *Mecanica automobilului*. București, Editura tehnică, 1965.
- [4]. M. UNTARU ș.a.: *Automobile*. București, Editura didactică și pedagogică, 1968.

ASUPRA CALCULULUI ARCURILOR SEMIELIPTICE PROGRESIVE

V. OLARIU

Pentru a obține o caracteristică elastică neliniară pentru arcurile semi-eliptice, se înlocuiesc legăturile clasice ale acestora (bolț-cercel) prin reazeme pe suprafețe cilindrice numite „săni”.

În felul acesta rigiditatea arcului crește o dată cu creșterea sarcinii. Pentru a face ca neliniaritatea caracteristicii elastice să crească mai mult, arcul se divide în două pachete cu foi.

În lucrare se prezintă metoda de calcul a arcurilor semi-eliptice progresive montate de ramă prin două legături de tip „sanie” sau prin legături de tip „bolț-sanie”.

Pour obtenir une caractéristique élastique non-linéaire des ressorts demi-elliptiques, on remplace les joints classiques de ceux-ci (boulon, éclisse), par des appuis sur de surfaces cylindriques appelés „glissoirs”.

De cette façon, la rigidité du ressort s'accroît en même temps qu'augmente la charge. Pour faire accroître plus encore la non-linéarité de la caractéristique élastique, on divise le ressort en deux paquets à lamelles.

On présente dans cet ouvrage les calculs des ressorts demi-elliptiques progressifs fixés sur le châssis avec des „glissoirs” ou avec des boulons et des „glissoirs”.

1. În literatura de specialitate, din care reținem [1, 2, 4, 5, 8, 9, 10] nu se indică o metodă specială pentru calculul arcurilor lamelare progresive, a căror rigiditate variază fie ca urmare a modificării deschiderii arcului, fie ca urmare a divizării arcului în pachete cu foi.

De asemenea, în general, literatura de specialitate consideră deschiderea arcului ca fiind o mărime cunoscută, în cele mai multe cazuri stabilită constructiv în funcție de posibilitățile de fixare ale legăturilor arcului. Un astfel de criteriu nu este compatibil cu cerințele actuale de optimizare a metodelor de proiectare, în scopul obținerii unor produse de calitate superioară, la un preț de cost cât mai scăzut.

În prezenta lucrare se indică metoda de calcul a arcurilor lamelare progresive, cu legături de tip sanie și divizate în pachete cu foi, bazată pe rigiditatea impusă arcului de către condițiile de funcționare optimă a agregatului pentru care se proiectează (de exemplu a unui

autovehicul). Singurele mărimi care se aleg constructiv sînt lăţimea şi grosimea lamelor avîndu-se în vedere că aceste elemente elastice au dimensiuni standardizate.

2. Pentru arcul semieliptic progresiv, nedivizat în pachete cu foi, cu ambele legături de tip sanie (figura 1), numărul de foi se determină în funcţie de efortul unitar de încovoiere, în virtutea ecuaţiei lui Navier:

$$n = 3 L_u P_u / (2 a^2 b \sigma_s), \quad (1)$$

precum şi în funcţie de deformaţia arcului, stabilită în virtutea formulei lui Mohr-Maxwell:

$$n = q P_u L_u^3 / (4 a^3 b f_u E), \quad (2)$$

unde: P_u este sarcina utilă; L_u — deschiderea arcului la sarcina utilă; f_u — săgeata arcului la sarcina utilă; q_u — coeficientul de formă al arcului corespunzător deschiderii L_u care ţine seama de abaterea arcului de la forma dreptunghiulară la cea trapezoidală, precum şi de curbura iniţială a arcului;

E — modulul de elasticitate longitudinal al materialului arcului; a — grosimea unei foi de arc; b — lăţimea unei foi de arc; σ_s — efortul unitar de încovoiere la solicitarea statică a arcului, sub sarcina utilă P_u .

Introducînd notaţia [6], [7]:

$$c_u = P_u / f_u, \quad (3)$$

care exprimă un simplu raport pentru caracteristicile elastice neliniare, respectiv chiar rigiditatea arcului la sarcina utilă în cazul caracteristicilor elastice liniare, sau uşor neliniare (arcuri nedivizate cu legături de tip sanie sau de tip bolţ-sanie), din (2) şi (3) se obţine:

$$L_u = a \sqrt[3]{4 n b E / (q_u c_u)}. \quad (4)$$

Din (1), (3) şi (4) rezultă numărul de foi ale arcului:

$$n = \sqrt[3]{27 c_u^3 f_u^3 E / (2 q_u a^3 b^2 \sigma_s^3)}, \quad (5)$$

care nu depinde de deschiderea L_u ci de mărimile calitative:

c_u , σ_s , E , de săgeata f_u dedusă din caracteristica elastică neliniară optimă a suspensiei în funcţie de sarcina utilă P_u , de două mărimi standardizate: a , b care pot fi alese dintr-un set de valori astfel ca n să fie minim şi, în fine, de factorul de formă q_u care se poate determina exact conform lucrării [3].

După determinarea numărului minim de foi cu relația (5), care asigură atât rezistența cât și calitatea impusă suspensiei, se calculează deschiderea arcului sub sarcina utilă cu formula (4), care conduce la deschiderea minimă posibilă, deci la consumul minim de material pentru realizarea arcului.

3. Pentru arcul semieliptic progresiv, nedivizat în pachete cu foi, cu legături de tip bolț-sanie (figura 2), numărul de foi se determină în virtutea ecuației lui Navier:

$$n = 6L_1L_{2u}P_u/[a^2b\sigma(L_1+L_{2u})], \quad (6)$$

precum și în virtutea formulei lui Mohr-Maxwell:

$$n = 4q_uL_1^2L_{2u}^2P_u/[a^3bf_uE(L_1+L_{2u})]. \quad (7)$$

Din (1) și (2) se obține:

$$L_1L_{2u} = 3af_uE/(2q_u\sigma_s) \quad (8)$$

iar din (3) și (2) rezultă expresia:

$$L_1+L_{2u} = 9f_u^2P_u/(q_uabf_u\sigma_s^2)$$

care împreună cu (3), devine:

$$L_1+L_{2u} = 9c_u f_u^2 E / (q_u a b \sigma_s^2). \quad (9)$$

Introducînd notațiile:

$$A_u = -9c_u f_u^2 E / (q_u a b \sigma_s^2), \quad (10)$$

$$B_u = 3af_uE/(2q_u\sigma_s), \quad (11)$$

din (9), (8), (10) și (11) se obțin mărimile:

$$L_{1,2u} = (-A_u \pm \sqrt{A_u^2 - 4B_u})/2, \quad (12)$$

care au valori reale numai dacă:

$$A_u^2 \geq 4B_u. \quad (13)$$

Din (13), (10) și (11) se obține expresia:

$$n \leq \sqrt{27c_u^2 f_u^3 E / (2q_u a^3 b^2 \sigma_s^3)}, \quad (14)$$

care, la limită, este identică cu formula (5) pentru stabilirea numărului de foi ale arcului cu ambele legături de tip sanie.

Deschiderea arcului la sarcina utilă, în cazul legăturilor de tip bolț-sanie, se determină cu formula:

$$L_u = L_1 + L_{2u}, \quad (15)$$

prin urmare din (15) și (9) rezultă:

$$L_u = 9c_u f_u^2 E / (q_u a b \sigma_s^2). \quad (16)$$

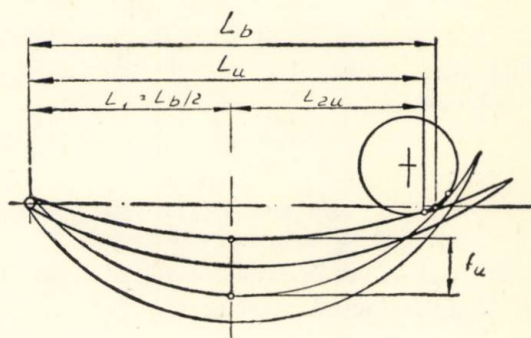


Fig. 2

Pe de altă parte, din (9), (10) și (11) rezultă $L_u = -A_u$, deci expresia (12) devine:

$$L_{1,2u} = (L_u \pm \sqrt{L_u^2 - 4B_u})/2, \quad (17)$$

care servește la calculul distanței L_1 , respectiv L_{2u} .

Deschiderea L_b la care brațele arcului devin egale, în cazul legăturilor de tip bolt-sanie, se determină cu relația [6]:

$$L_b = 2L_1. \quad (18)$$

4. Pentru arcul semieliptic progresiv, divizat în două pachete cu foi, având ambele legături de tip sanie, formula lui Navier se va scrie sub forma [7]:

$$\sigma = 3L_u [P_p/n_p - (P_u - P_g)/n]/(2a^2b), \quad (19)$$

în care:

$P_p \approx P_g$ este sarcina la care intră în funcțiune întreg arcul lame-lar, iar P_g este sarcina în gol;

n_p — numărul de foi ale pachetului superior.

Introducînd notația:

$$\xi = P_p/P_u, \quad (20)$$

din (19) și (20) se obține relația:

$$\sigma = 3L_u P_u \alpha_u / (2a^2bn), \quad (21)$$

care reprezintă formula lui Navier corespunzătoare arcului divizat în două pachete cu foi, în care intervine factorul de amplificare α_u avînd expresia:

$$\alpha_u = 1 + \xi [(n/n_p) - 1]. \quad (22)$$

Pe de altă parte formula lui Mohr-Maxwell se va scrie, în acest caz, sub forma [7]:

$$f_u - \Delta f = q_u P_u L_u^3 / (4a^3bnE), \quad (23)$$

în care: q_u — este coeficientul de formă al întregului arc la deschiderea L_u ; Δf — variația săgeții, ca urmare a divizării arcului în două pachete cu foi, avînd expresia [7]:

$$\Delta f = [1 - n_p q / (n q_p)] f_p, \quad (24)$$

în care: q este coeficientul de formă al întregului arc, corespunzător deschiderii L_p ; q_p — coeficientul de formă al pachetului superior de foi corespunzător deschiderii L_p ; f_p — săgeata arcului corespunzătoare sarcinii P_p .

Din (21) și (23) se obține efortul unitar de încovoiere:

$$\sigma = \sqrt[3]{27\alpha_u^3 (f_u - \Delta f) E P_u^2 / (2q_u a^3 b^2 n^2)} \leq \sigma_s, \quad (25)$$

care impune alegerea preliminară a numărului de foi ale pachetului su-

perior n_p și numărul total de foi n , pentru a se putea calcula α_u și Δf . Evident, pentru orientarea la alegerea preliminară a numărului total de foi se va utiliza formula (5) de la arcul nedivizat, iar pentru alegerea numărului de foi n se va folosi relația:

$$n_p = \sqrt{27c_p^2 f_p^3 E / (2qa^3 b^2 \sigma_s^3)}, \quad (26)$$

dedusă în virtutea formulei (5), unde rigiditatea:

$$c_p = P_p / f_p, \quad (27)$$

iar săgeata f_p se alege din caracteristica elastică a arcului în funcție de P_p .

Pentru efortul unitar de încovoiere, literatura de specialitate [5] și [10] recomandă valoarea:

$$\sigma_s = 5500 \sim 6500 \text{ kgf/cm}^2,$$

în cazul arcurilor pentru vehicule grele.

Din (23) se obține deschiderea arcului sub forma:

$$L_u = a \sqrt[3]{4nbE(f_u - \Delta f)/(q_u P_u)}, \quad (28)$$

care se reduce la expresia (4) dacă $\Delta f = 0$ și se are în vedere relația (3).

5. Pentru arcul semieliptic progresiv, divizat în pachete cu foi, avînd legături de tip bolt-sanie, formula lui Navier se scrie sub forma:

$$\sigma = 6L_1 L_{2u} [P_p / n_p - (P_u - P_p) / n] / [a^2 b (L_1 + L_{2u})],$$

care, împreună cu (20) și (22), devine:

$$\sigma = 6L_1 L_{2u} P_u \alpha_u / [a^2 b n (L_1 + L_{2u})]. \quad (29)$$

Pe de altă parte, în virtutea formulei lui Mohr-Maxwell, rezultă:

$$f_u - \Delta f = 4q_u L_1^2 L_{2u}^2 P_u / [a^3 b n E (L_1 + L_{2u})], \quad (30)$$

unde Δf se obține din condiția ca sarcina P_p preluată de pachetul superior de foi la săgeata f_p , să fie egală cu sarcina preluată de întreg arcul la săgeata $f_p - \Delta f$:

$$a^3 b n_p f_p E L_p / [4q_p L_1^2 (L_p - L_1)^2] = a^3 b n (f_p - \Delta f) E L_p / [4q L_1^2 (L_p - L_1)^2],$$

de unde rezultă pentru Δf o expresie identică cu (24).

Din (29) se obține:

$$L_1 L_{2u} / (L_1 + L_{2u}) = a^2 b n \sigma / 6 P_u \alpha_u, \quad (31)$$

iar din (30) și (31) rezultă:

$$L_1 L_{2u} = 3a (f_u - \Delta f) E \alpha_u / 2 q_u \sigma. \quad (32)$$

Din (29) și (32) se determină:

$$L_1 + L_{2u} = 9\alpha_u^2 (f_u - \Delta f) P_u E / q_u n a b \sigma^2. \quad (33)$$

Notînd:

$$C_u = -9\alpha_u^2 (f_u - \Delta f) P_u E / q_u n a b \sigma^2, \quad (34)$$

$$D_u = 3\alpha_u a (f_u - \Delta f) E / 2q_u \sigma, \quad (35)$$

din (32), ..., (35) se obțin mărimile:

$$L_{1,2u} = (-C_u \pm \sqrt{C_u^2 - 4D_u}) / 2, \quad (36)$$

care pot avea valori reale numai dacă:

$$C_u^2 \geq 4D_u. \quad (37)$$

Din (37), (34) și (35) rezultă pentru σ o expresie identică cu (25), care a fost stabilită pentru arcurile divizate și prevăzute cu două legături de tip sanie.

Deschiderea L_u a arcului divizat în două pachete cu foi, prevăzut cu legături de tip bolț-sanie, se determină în virtutea formulelor (15) și (33), cu relația:

$$L_u = 9\alpha_u^2 (f_u - \Delta f) P_u E / q_u n a b \sigma^2, \quad (38)$$

care se reduce la formula (16) în condițiile:

$\Delta f = 0$, $\alpha_u = 1$, corespunzătoare arcurilor nedivizate.

Bibliografie

- [1]. D. BOIANGIU ș. a.: *Elemente elastice ale mașinilor*. București, Editura tehnică, 1967.
- [2]. I. DRĂGHICI ș. a.: *Suspensii și amortizoare*. București, Editura tehnică, 1970.
- [3]. I. DEUTSCH, V. OLARIU: *Asupra coeficientului de formă al arcului semieliptic în foi*. Construcția de mașini, nr. 11, 1970, p. 652—653.
- [4]. S. GROSS: *Berechnung und Gestaltung von Metallfedern*. Berlin, Springer-Verlag, 1960.
- [5]. G. NIEMANN: *Maschinenelemente*. Erster Band, Berlin — Göttingen — Heidelberg, 1960.
- [6]. V. OLARIU: *Calculul suspensiei cu arcuri semieliptice progresive legate de ramă prin bolț și sanie*. Construcția de mașini, nr. 2, 1970, p. 115—118.
- [7]. V. OLARIU: *Asupra calculului arcurilor semieliptice progresive cu caracteristică elastică impusă*. Construcția de mașini, nr. 5, 1969, p. 282—292.
- [8]. S. D. PONOMARIOV ș.a.: *Calculul de rezistență în construcția de mașini*. Vol. 3, București, Editura tehnică, 1964.
- [9]. G. SONTHEIMER: *Berechnung von geschichteten Halbeliptik-Blattfedern für Lastwagen und Omnibusse*. A.T.Z., nr. 10, 1958, p. 282—285.
- [10]. D. URMA, GH. IONESCU: *Arcuri pentru vehicule*. București, Editura transporturilor și telecomunicațiilor, 1961.

METODICA ȘI APARATURA FOLOSITĂ LA CERCETAREA EXPERIMENTALĂ A SARCINILOR DINAMICE ÎN TRANSMISIA TRACTOARELOR PE ROȚI

S. POPESCU

În lucrare se prezintă metoda și instalația utilizată la cercetarea experimentală a sarcinilor dinamice în transmisia tractorului pe roți (4×2) în condiții de deplasare. Instalația realizată permite determinarea simultană a următoarelor mărimi și parametri: momentul de torsiune dezvoltat de motor, momentele de torsiune din arborele ambreiajului și arborii roților motoare, forța de tracțiune și accelerația tractorului, patinarea ambreiajului principal și roților motoare ale tractorului. În total se pot măsura și înregistra simultan pe oscilograme un număr de 11 mărimi.

Die Arbeitsweise des Schleppers während der wirklichen Einsatzbedingungen ist durch Übergangszustände gekennzeichnet. Bei der wahrheitsgetreuen Berechnung des Schleppertriebwerks in Bezug auf nichtstationäre Wechselbelastungen spielt die Charakter- und Größenbestimmung der dynamischen Belastungen eine wichtige Rolle.

Aufgrund dieser Betrachtungen werden in der vorliegenden Arbeit eine

Methode und Versuchseinrichtung zwecks experimenteller Bestimmung der dynamischen Belastungen im Triebwerk des Radschleppers (4×2) U-650 angeführt. Die Einrichtung erlaubt die Bestimmung folgender Größen: Motordrehmoment, Kupplungs- und Antriebsradwellendrehmomente, Zugkraft, Kupplungs- und Triebräderschlupf und Schlepperbeschleunigung.

Die Wellendrehmomente und die Zugkraft wurden mit Hilfe von Dehnungsmessstreifen bestimmt. Das Motordrehmoment wurde indirekt, in Abhängigkeit des Kraftstoffverbrauches mit einem induktiven Geber, bestimmt. Der Kupplungsschlupf wurde durch gleichzeitige Registrierung der Drehimpulse des Motorschwungrades und der Kupplungswelle bestimmt. Der Triebräderschlupf wurde durch Registrierung der Drehimpulse der Antriebsräder und der Impulse eines Zusatzrades (ohne Schlupf) festgestellt.

Sämtliche Geber waren durch Kabel an ein mobiles Messlabor angeschlossen. Die Versuchseinrichtung erlaubt die gleichzeitige Aufnahme von 11 Größen auf Oszilogramme.

1. Introducere

Dintre părțile componente ale tractorului, transmisia are un rol deosebit, servind la transmiterea, modificarea și distribuirea momentului de torsiune dezvoltat de motor la roțile motoare ale tractorului.

În condiții reale de exploatare a tractorului, în agregat cu diferite mașini agricole, regimul specific de încărcare a transmisiei este regimul tranzitoriu (nestaționar) cauzat de variația rezistențelor la tractarea și acționarea mașinilor, treceri peste neregularitățile și obstacolele terenului, porniri și demarări ale agregatelor, cuplări și decuplări ale prizei de putere, frînări, patinări ale sistemului de rulare, perturbații accidentale etc. Drept consecință, în organele transmisiei iau naștere considerabile sarcini dinamice [8]. Utilizarea calculului de rezistență la sollicitări variabile nestaționare [5] la proiectarea organelor transmisiei tractorului impune cunoașterea cât mai exactă a caracterului și mărimii sarcinilor dinamice din organele transmisiei, pentru cât mai multe regimuri tranzitorii de funcționare a tractorului în exploatare. Perfecționarea construcțiilor existente de tractoare și elaborarea unor regimuri corecte de încercare în laborator a transmisiilor impun, de asemenea, cunoașterea sarcinilor dinamice reale care apar în transmisie cât și influența asupra lor a parametrilor constructivi, funcționali și de exploatare ai tractorului.

Cercetarea teoretică a sarcinilor dinamice în transmisie în regimuri tranzitorii se face pornind de la modelele dinamice echivalente ale acestora, în baza cărora se stabilesc modelele matematice corespunzătoare care se pot rezolva pe calculatoare electronice analogice [8] sau numerice [4].

Cercetarea experimentală are o deosebită importanță deoarece rezultatele furnizate de aceasta permit verificarea corectitudinii dimensionării organelor transmisiei la proiectare (în cazul tractoarelor care se asimilează în fabricație) precum și stabilirea influenței unor modificări constructive efectuate în timpul fabricației de serie. În plus, cercetările experimentale permit verificarea unor ipoteze și rezultate ale cercetărilor teoretice, completându-le rațional pe acestea, în vederea perfecționării continue a transmisiei tractoarelor. Pornind de la aceste considerente, lucrarea de față prezintă metoda și aparatura utilizată la cercetarea experimentală a sarcinilor dinamice în transmisia tractorului pe roți (4×2) U-650.

2. Metodica de cercetare experimentală

La cercetarea experimentală a sarcinilor dinamice care apar în organele transmisiei tractorului este necesar să se determine, în primul rând, momentele de torsiune care solicită arborii. Pentru a aprecia influența sursei energetice (motorul tractorului) și a rezistențelor create de mașinile din agregat — asupra caracterului și mărimii acestor sarcini dinamice, este necesară determinarea momentului de torsiune dezvoltat de motor și forța de tracțiune din dispozitivul de tracțiune (bară, cîrlig) al tractorului.

În funcție de obiectivele urmărite în cadrul cercetării experimentale, este necesar să se determine și alți parametri și mărimi. Astfel în cazul cercetării proceselor legate de acționarea ambreiajului prin-

cipal este necesară cunoașterea unor parametri cinematici ca: turațiile părților conducătoare și conduse ale ambreiajului, patinarea lor, variația vitezei și accelerației tractorului etc. Pentru cercetarea corelației dintre patinarea tractorului și procesele dinamice din transmisie este necesar să se cunoască mărimea patinării roților motoare ale tractorului în raport cu solul.

În baza acestor considerente s-a realizat o instalație montată pe tractorul U-650 care permite măsurarea simultană a următoarelor mărimi și parametri:

a) momentele de torsiune care solicită arborele ambreiajului și arborii roților motoare. Aceste mărimi au fost determinate prin măsurători directe la acești arbori;

b) forța de tracțiune a tractorului, determinată prin măsurători directe la bara de tracțiune a tractorului;

c) momentul de torsiune dezvoltat de motor, determinat pe cale indirectă, în funcție de poziția cremalierii pompei de injecție;

d) accelerația longitudinală a tractorului, determinată prin măsurători directe;

e) patinarea tractorului și patinarea ambreiajului, determinate indirect în baza mărimilor care le definesc.

Aprecierea variației și mărimii patinării tractorului s-a făcut în baza diferenței dintre spațiul parcurs de periferia roților motoare ale tractorului (spațiu teoretic, aproximativ egal cu spațiul parcurs de tractor la deplasarea în gol) și spațiul real parcurs de tractor în condițiile de deplasare date (cu anumite forțe de tracțiune la cârlig).

Spațiul real parcurs de tractor s-a determinat cu o roată suplimentară, atașată la corpul tractorului, care rulează fără patinare. În funcție de raza roții suplimentare și de numărul de rotații parcurse, se determină mărimea spațiului real parcurs de tractor. Spațiul teoretic (parcurs de periferia roților motoare ale tractorului) s-a determinat în baza razei dinamice a acestor roți și numărul de rotații efectuate. Pentru aceasta, roata suplimentară și roțile motoare ale tractorului au fost prevăzute cu traductoare de turație care marchează impulsuri pe oscilogramă. Cunoscând constantele de spațiu ale roților (spațiu parcurs între două impulsuri consecutive) se poate aprecia, cu ajutorul înregistrărilor, variația și mărimea patinării tractorului în decursul procesului studiat.

Variația și mărimea patinării ambreiajului principal s-a determinat prin înregistrarea impulsurilor de turație ale arborelui motorului și ambreiajului.

Rezultă că pentru determinarea mărimilor arătate mai sus la punctele a, b, c și d, a fost necesar să se măsoare pe cale experimentală următoarele mărimi: momentul de torsiune la arborele ambreiajului M_a , momentele de torsiune la arborii roților motoare, din dreapta M_{rd} și stînga M_{rs} , forța de tracțiune F_t , deplasarea z a cremalierii pompei de injecție, accelerația tractorului a și impulsurile de turație date de arborele motorului N_m , arborele ambreiajului N_a , arborii roților motoare, dreapta N_{rd} și stînga N_{rs} și roata suplimentară N_o .

3. Alegerea și plasarea traductorilor

La alegerea și plasarea traductorilor s-a ținut seama ca aceștia să nu modifice parametrii constructivi, cinematici și dinamici ai ansamblului sau mecanismului pe care se montează. De asemenea, s-a urmărit ca traductorii să se poată monta și demonta ușor, să fie protejați împotriva loviturilor, vibrațiilor și agenților din mediul înconjurător, să permită executarea ușoară a operațiilor de reglare, etalonare și întreținere precum și o cuplare corectă a lor la instalația de măsurare.

3.1. Măsurarea momentelor de torsiune transmise de arbori

Măsurarea s-a făcut prin metoda electrotensometrică [1; 2] cu ajutorul unor mărci tensometrice R_1 , R_2 , R_3 , R_4 lipite la 45° față de

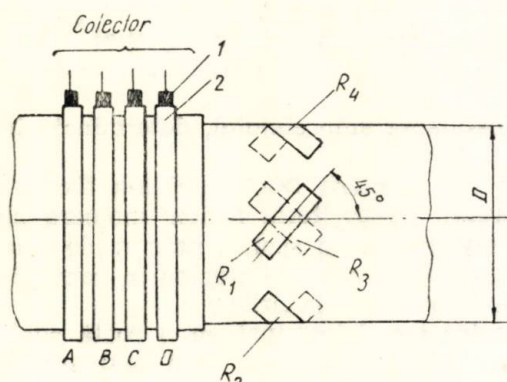


Fig. 1

axa arborilor (figura 1). Legătura electrică a traductorilor (mărcilor) s-a făcut în punte Wheatstone care apoi s-a conectat la instalația de măsurare a cărei schemă este dată în figura 2. Alimentarea cu curent a punții (a traductorilor) și transmiterea semnalelor la instalația de măsurare s-a realizat prin patru contacte alunecătoare A, B, C și D formate din inelele de contact 1 și periile colectoare 2, înglobate în același dispozitiv numit colector. Alimentarea punților

se face de la generatorul de oscilații (oscilatorul) 3 iar amplificarea semnalului la ieșirea din punți se realizează cu amplificatorul 6. Pentru determinarea semnului momentelor de torsiune, între amplificator și aparatul de înregistrare 4 (oscilograf cu bucle) se introduce detectorul sensibil la fază 5. Oscilatorul, amplificatorul și detectorul sensibil la fază, împreună cu circuitul de echilibrare a punții și cel de etalonare sînt cuprinse într-

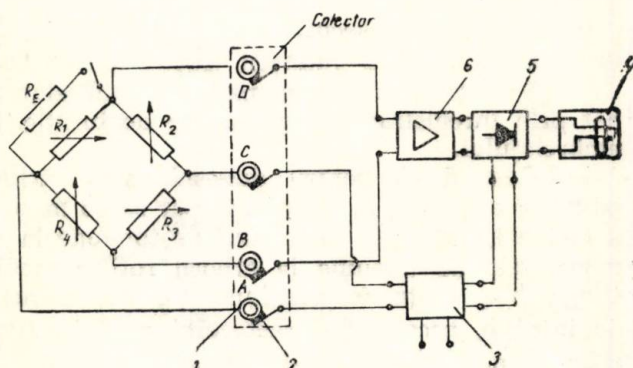


Fig. 2

un singur agregat — instalația electrotensometrică 4D3 cu frecvență purtătoare de 5 kHz.

Trebuie menționat că pentru arborii roților motoare s-au utilizat colectoare „cap de ax” Hottinger, tipul SK-6 (inele rotitoare din argint și perii colectoare din argint grafitat). În cazul arborelui ambreiajului a fost construit un colector special „de trecere” alcătuit din inele rotitoare de bronz și perii colectoare de cupru grafitat [8]. Inelele colectoare au fost fixate pe un rotor care s-a montat direct pe arborele ambreiajului iar statorul cu perii a fost fixat pe carterul amplificatorului de cuplu. Pentru a asigura spațiul necesar amplasării acestui colector, din transmisia tractorului a fost demontat amplificatorul de cuplu (reductorul) iar arborele ambreiajului a fost legat direct la arborele primar al cutiei de viteze, prin intermediul unui manșon.

Pentru etalonarea circuitelor de măsurare, s-au torsionat arborii cu valori cunoscute ale momentului de torsiune (greutăți așezate pe talerul unei pîrghii cu braț cunoscut), găsindu-se corespondența dintre acestea și deplasarea pe oscilogramă a spotului buclei oscilografului.

Etalonarea a scos în evidență existența unei perfecte liniarități a diagramei de etalonare. În cazul arborilor roților motoare s-a constatat că solicitarea la încovoiere nu influențează asupra preciziei de măsurare a momentelor de torsiune, ceea ce a confirmat că mărcile tenzometrice au fost aplicate corect pe arbori.

3.2. Măsurarea forței de tracțiune a tractorului

Pentru măsurarea forței de tracțiune F_t a tractorului a fost utilizată, de asemenea, metoda electrotensometrică. În acest scop s-a construit o bară tensometrică 1 (figura 3) care s-a montat între tiranții inferiori 2 ai ridicătorului hidraulic al tractorului. Pe bară au fost lipiți traductorii (mărcile tensometrice) R_1 , R_2 , R_3 și R_4 care au fost legați într-o punte completă, asigurînd în acest fel și compensarea termică. Sub acțiunea forței de tracțiune F_t bara 1 este solicitată la încovoiere, perechile de traductori $R_1 - R_3$ și $R_2 - R_4$ fiind supuse la același fel de solicitare (întindere sau compresiune). Cu excepția colectorului, schema bloc a instalației de măsurare este aceeași ca în cazul măsurării momentelor de torsiune (vezi figura 2). Pentru etalonarea circuitului de măsurare, bara a fost solicitată la încovoiere cu diferite forțe F_t folosind în acest scop o mașină de tracțiune de laborator.

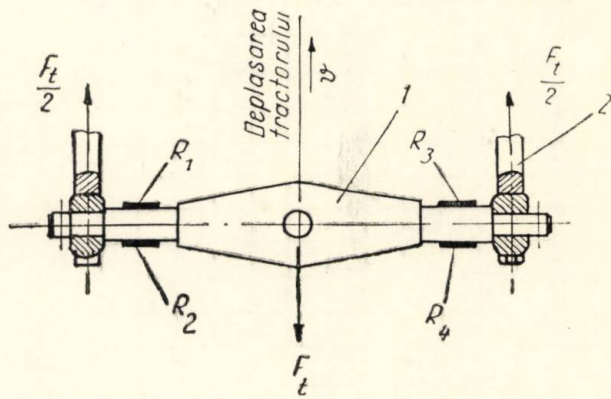


Fig. 3

3.3. Măsurarea momentului de torsiune dezvoltat de motor

Momentul de torsiune dezvoltat de motor M_m s-a determinat indirect în funcție de deplasarea z a cremalierii pompei de injecție [7]. Acest mod de măsurare este justificat deoarece momentul de torsiune

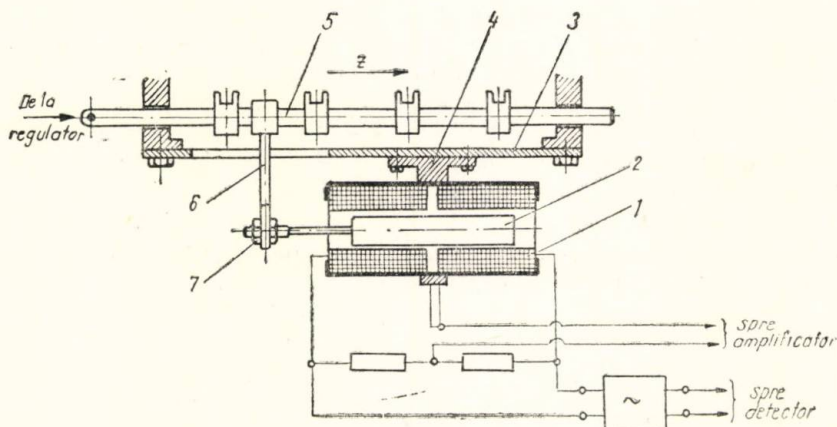


Fig. 4

dezvoltat de motor este proporțional cu debitul de combustibil livrat de pompa de injecție în cilindrii motorului iar debitul la rîndul său este direct proporțional cu deplasarea z a cremalierii.

Măsurarea deplasării cremalierii pompei de injecție s-a realizat cu ajutorul unui traductor inductiv (figura 4), format din bobina diferențială 1 în care se deplasează miezul mobil 2

$M_m =$
[N m]

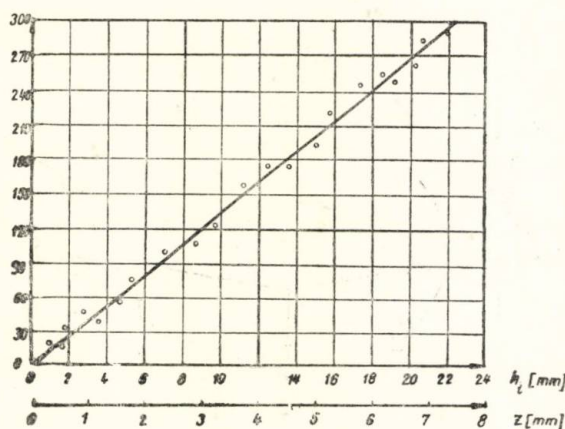


Fig. 5

prevăzută la un capăt cu o tijă filetată. Carcasa metalică a bobinei se fixează pe capacul 3 al pompei de injecție cu ajutorul suportului 4. Legătura dintre cremalieră 5 a pompei și miezul 2 al traductorului se face cu tija 6 fixată cu piulițele 7. O dată cu deplasarea cremalierii 5 se deplasează și miezul mobil 2 producând variația curentului de ieșire într-o punte Wheatstone a instalației de măsurare 4D3.

Etalonarea instalației de măsurare s-a făcut prin încărcarea staționară a motorului cu ajutorul unei frâne electrice. Metodica de etalonare a constat în stabilirea dependenței momentului M_m de deplasarea z a cremalierii și deplasarea h_i a spotului luminos pe oscilogramă, utilizând în acest scop galvanometrul instalației. Astfel s-au construit diagramele de etalonare $M_m=f(z)$ și $M_m=f(h_i)$, date în figura 5.

3.4. Măsurarea accelerației tractorului

Cunoașterea variației accelerației longitudinale a a tractorului permite o interpretare mai ușoară a rezultatelor experimentale iar la cercetarea proceselor de demarare și frînare a tractorului acesta reprezintă un parametru important.

Accelerația tractorului s-a măsurat cu ajutorul unui accelerometru seismic cu traductori rezistivi cu semiconductori de tipul BWH-201, care permite măsurarea unor accelerații cu amplitudini până la 10 g (98,1 m/s²). Accelerometrul a fost montat pe carterul transmisiei tractorului pe verticala care trece aproximativ prin centrul de greutate al tractorului și a fost cuplat la instalația de măsurare 4D3. Etalonarea accelerometrului s-a făcut pe principiul cîmpului gravitațional [4].

3.5. Măsurarea impulsurilor de turație

Impulsurile de turație ale roții suplimentare N și arborelui ambreiajului N_a au fost produse cu ajutorul unui traductor cu contacte. Traductorul roții suplimentare (figura 6) este format dintr-un inel rotitor

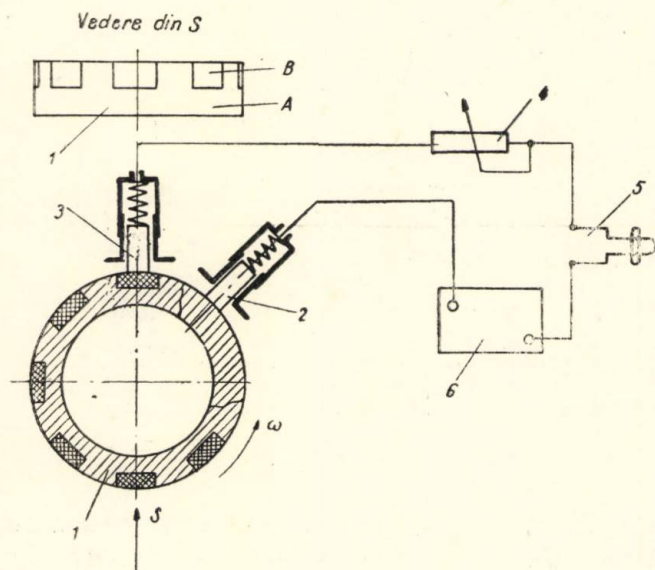


Fig. 6

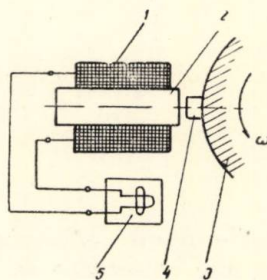


Fig. 7

cu două benzi: o bandă continuă A și o bandă întreruptă B pe care sînt montate echidistant 8 pastile de material izolant [6]. Circuitul electric este format din periile 2 și 3, cutia de rezistențe 4, oscilograful 5, acumulatorul 6 și inelul 1. La o rotație completă a inelului se obțin 8 impulsuri. Traductorul arborelui ambreiajului, care are numai o singură

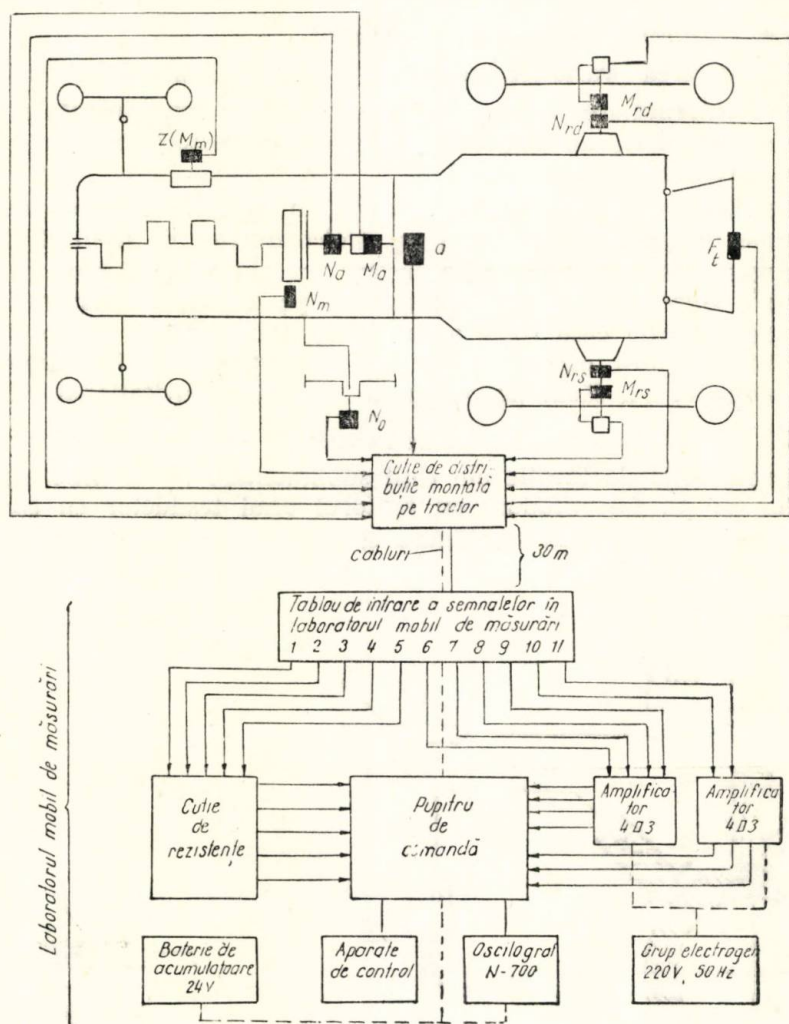


Fig. 8

întrerupere pe banda B a inelului metalic, a fost montat împreună cu periile colectoare în cadrul ansamblului dispozitivului de colectare utilizat pentru măsurarea momentului de torsiune al arborelui ambreiajului [8].

Pentru marcarea impulsurilor de turație ale arborelui motorului N_m și arborilor roților motoare (stînga N_{is} și dreapta N_{rd}) s-au folosit traductoare magnetice inductive de tipul MGB-102. Cînd prin fața acestui traductor (figura 7), format din bobina 1 și magnetul 2, trece un știft 4 montat pe un obiect rotitor 3, se produce un impuls de tensiune care este transmis buclei oscilografului 5. În cazul arborelui motor s-a montat un știft pe volant iar traductorul a fost plasat pe peretele lateral al carterului ambreiajului (obținîndu-se astfel un impuls pe rotație) iar în cazul roților motoare pe arborii acestora s-au montat cîte un disc de oțel prevăzut cu 34 crestături iar traductorii s-au fixat pe suporturi așezați pe trompele carterului punții din spate. La o rotație completă a roților motoare se obțin un număr de 34 de impulsuri.

4. Instalația de măsurare folosită

Traductorii montați pe tractor (simbolizați cu notațiile utilizate în text) au fost plasați așa cum se indică schematic în figura 8, unde este prezentată și schema bloc a aparaturii de măsurare și înregistrare.

Toți traductorii au fost legați cu cabluri la o cutie de distribuție montată pe tractor, de unde semnalele traductorilor au fost transmise mai departe prin intermediul a două cabluri la laboratorul mobil de măsurări amplasat pe un microbuz. Așa cum s-a arătat, semnalele obținute de la traductorii tensometrici rezistivi și cei inductivi, în total șase mărimi analogice, au

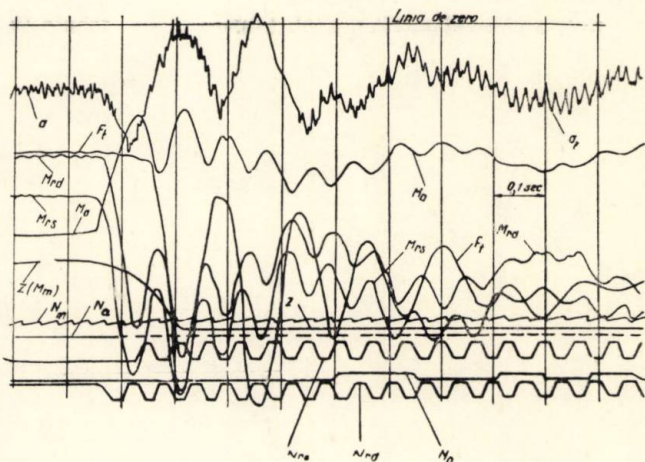


Fig. 9

fost conectate la instalația tensometrică 4D3. Semnalele traductorilor de turație (cele cinci semnale ale traductorilor de impulsuri) nu necesită amplificare în vederea înregistrării, de aceea trec, prin intermediul unor rezistențe (montate în cutia de rezistență), direct la aparatul de înregistrare.

Ca aparat de înregistrare s-a folosit oscilograful portativ cu bucle N-700, care permite înregistrarea simultană a 14 semnale. În figura 9 este prezentată, pentru exemplificare, o oscilogramă obținută pentru o probă de pornire din loc și demarare a tractorului în agregat cu un car de frinare. Notațiile pe oscilogramă corespund celor folosite în text.

Bibliografie

- [1]. BUZDUGAN, GH. BLUMENFELD, M.: *Tensometria electrică rezistivă*. Editura tehnică, București, 1968.
- [2]. GRAVE, H. F.: *Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice*. Editura tehnică, București, 1966.
- [3]. GROMOV, D. I.: *Isledovanie nagruzok voznikaiușcih v transmisii traktora pri torganii s mesta*. Traktori i selhozmașini, (1963), Nr. 2, p. 8—10.
- [4]. HARRIS, C. M. și CREDE, C. E.: *Șocuri și vibrații*. Vol. I. Editura tehnică, București, 1968.
- [5]. KAHRS, M.: *Die Auslegung von Landmaschinenbauteilen nach Lastkollektiven*. Landtechnische Forschung, 13 (1963), p. 171—179.
- [6]. NĂSTĂSOIU, S.: *Influența schemei constructive a acționării punții din față asupra calităților de tracțiune ale tractoarelor cu patru roți motoare*. Teză de doctorat, Institutul politehnic Brașov, 1969.
- [7]. NIȚESCU, GH., POPESCU, S.: *Comportarea motorului la funcționarea tractorului în regimuri tranzitorii*. Studii și cercetări de mecanică agricolă, 5 (1971), nr. 3, p. 205—219.
- [8]. POPESCU, S.: *Solicitări dinamice în transmisia tractoarelor pe roți*. Teză de doctorat, Institutul politehnic Brașov, 1970.

ÎMBUNĂTĂȚIREA CALITĂȚILOR DE TRACȚIUNE ALE TRACTOARELOR LA LUCRĂRILE DE TRANSPORT PRIN UTILIZAREA REMORCILOR ACTIVE

E. IONESCU, S. NĂSTĂSOIU, GH. PEREȘ

În lucrare se face un studiu al posibilităților de îmbunătățire a calităților de tracțiune ale tractoarelor, prin utilizarea remorcilor sau semiremorcilor active, în condițiile tendinței actuale pe plan mondial de reducere a greutății constructive a tractoarelor. Se propune o schemă originală de antrenare a remorcilor active de la priza de putere sincronă a tractorului prin intermediul unui cuplaj unisens, care evită circuitul puterii parazite.

Экономические и тяговые качества тракторных агрегатов определяются, в основном, соотношением двух параметров - эксплуатационный вес трактора и мощность двигателя.

Стремление снизить конструктивный вес трактора привело к неполному использованию мощности двигателя при эксплуатации трактора на пониженных скоростях и, особенно, при перевозке в условиях бездорожья. В таких условиях, тяговые качества тракторных агрегатов

определены сцеплением ходовой части с почвой, а не мощностью двигателя.

При применении прицепов с ведущей осью, как показала эксплуатация тракторов некоторых фирм, улучшаются тяговые возможности транспортных тракторных агрегатов в тяжёлых дорожных условиях и по пересеченной местности. Это является, также, средством повышения проходимости и увеличения грузоподъёмности агрегатов.

В работе приводится сравнительный анализ тягового баланса колесных тракторов 4×2 и 4×4 , работающих в агрегате с обычными прицепами и с прицепами с ведущей осью.

Приведены, также, результаты расчётов транспортных агрегатов, состоящих с тракторами У - 650 (4×2) и У - 651 (4×4). Из этого анализа следуют преимущества транспортных агрегатов с активными прицепами.

Предлагаются конструктивные мероприятия по устранению паразитной мощности, возникающей в условиях кинематического несоответствия между ведущими мостами трактора и прицепа.

1. Considerații generale

În ultimii ani, în construcția de tractoare pe plan mondial se constată o tendință tot mai accentuată de reducere a greutății constructive a tractoarelor. Această tendință a fost generată, pe de o parte, de necesitatea reducerii prețului de cost al tractorului, care este influențat în mare măsură de consumul de metal și, pe de altă parte, de necesitatea

îmbunătățirii indicilor de tracțiune și economici ai tractorului la exploatarea lui în diverse condiții.

În țara noastră, greutatea specifică constructivă a tractoarelor, definită prin raportul dintre greutatea constructivă și puterea nominală a motorului, a scăzut considerabil de la cca 1200 N/Kw, cât a fost la tractorul Universal-2, la aproximativ 560 N/Kw, cât este la câteva modele de tractoare din grupa U-400.

Calitățile de tracțiune și economice ale tractorului (randament de tracțiune, productivitate, consum de combustibil etc.) depind într-o măsură apreciabilă de corelația a doi parametri: greutatea de exploatare a tractorului și puterea nominală a motorului [2].

Pentru ca puterea consumată pentru deplasarea tractorului însuși să fie minimă este necesar ca greutatea tractorului să fie cât mai mică. Pe de altă parte, această greutate trebuie să fie suficientă pentru a asigura o bună aderență a sistemului de rulare cu solul. Tractoarele, exploatăndu-se într-o gamă mare de viteze, ar trebui să aibă o greutate de exploatare variabilă: mică la lucrările de transport cu viteze mari — când forța de tracțiune este redusă — și mare în cazul exploatării la viteze mici — forța de tracțiune fiind mare. Cum însă de cele mai multe ori este greu să se modifice greutatea de exploatare a tractorului, calitățile de tracțiune ale acestuia la treptele inferioare de viteze nu sînt limitate de puterea motorului. În felul acesta, la vitezele de lucru mici motorul tractorului nu este folosit rațional.

În prezent, la transportul materialelor lungi, cum sînt stâlpi de beton sau metalici, tuburi pentru canalizare sau pentru apă, țevi, ferme metalice, bușteni etc., se folosesc frecvent tractoare, mai ales pe terenuri fără drumuri (șantiere de construcții) unde autocamioanele nu pot circula.

Este știut faptul că forța de tracțiune la roțile motoare ale tractorului este limitată de aderență. Cum pe șantiere aderența este în general redusă față de drumurile amenajate, mai ales în anotimpurile ploioase sau iarna, și calitățile de tracțiune ale tractorului sînt diminuate mult din cauza aderenței scăzute.

O soluție deosebit de eficientă pentru îmbunătățirea gradului de utilizare a motorului și, totodată, pentru îmbunătățirea randamentului de tracțiune, a economicității și productivității la lucrările de transport ale materialelor lungi pe șantiere, o constituie folosirea agregatelor formate din tractor și remorcă sau semiremorcă activă [3].

Pentru a scoate în evidență eficiența acestor agregate, în continuare se face un studiu comparativ al calităților de tracțiune ale tractorului cu remorcă pasivă și cu remorcă activă (motoare).

2. Calitățile de tracțiune ale tractorului în agregat cu remorcă activă

Considerînd cazul cel mai general de deplasare (figura 1), bilanțul de tracțiune al tractorului cu remorcă activă va avea forma:

$$F_m = F_{m1} + F_{m2} = \sin \alpha (G + Q) + F_{j1} + F_{j2} + F_{i1} + F_{i2}, \quad (1)$$

unde: F_m este forța motoare totală la roțile tractorului și remorcii active; F_{m1} — forța motoare la roțile tractorului; F_{m2} — forța motoare la roțile remorcii active; Q — greutatea remorcii cu încărcătură; G — greutatea tractorului; F_{j1} — forța de inerție a tractorului; F_{j2} — forța de inerție a remorcii cu încărcătură; F_{r1} — forța de rezistență la rulare a tractorului; F_{r2} — forța de rezistență la rulare a remorcii cu încărcătură; α — unghiul pantei.

Forța motoare totală la roțile motoare ale tractorului și remorcii active se calculează în funcție de cuplul motor și din condițiile de aderență.

a) În funcție de cuplul motor:

$$F_m = F_{m1} + F_{m2} = \frac{M_m \cdot i_1 \cdot \eta_1}{r_1} = \frac{M_m \cdot i_2 \cdot \eta_2}{r_2}, \quad (2)$$

unde: M_m este momentul motorului; i_1 — raportul total de transmitere al tractorului; i_2 — raportul total de transmitere între motor și roțile motoare ale remorcii active; r_1 — raza roților motoare ale tractorului; r_2 — raza roților motoare ale remorcii active; η_1 — randamentul transmisiei tractorului; η_2 — randamentul transmisiei tractorului și remorcii active.

b) Din condițiile de aderență:

$$F_{m\varphi} = F_{m\varphi_1} + F_{m\varphi_2} = \varphi \cdot \cos \alpha \cdot (\lambda G + KQ), \quad (3)$$

unde: φ este coeficientul de aderență; K — coeficient de repartitie a greutății remorcii cu încărcătură pe punțile acesteia ($K=0,4 \dots 0,5$); λ — coeficient de repartitie a greutății tractorului pe punți. ($\lambda=0,7 \dots 0,8$ la tractoarele 4×2 și $\lambda=1$, la tractoarele 4×4).

Condiția ca agregatul de transport să se deplaseze fără ca roțile motoare ale tractorului sau remorcii să patineze, peste limitele admise, este dată de relația:

$$F_m \leq F_{m\varphi}. \quad (4)$$

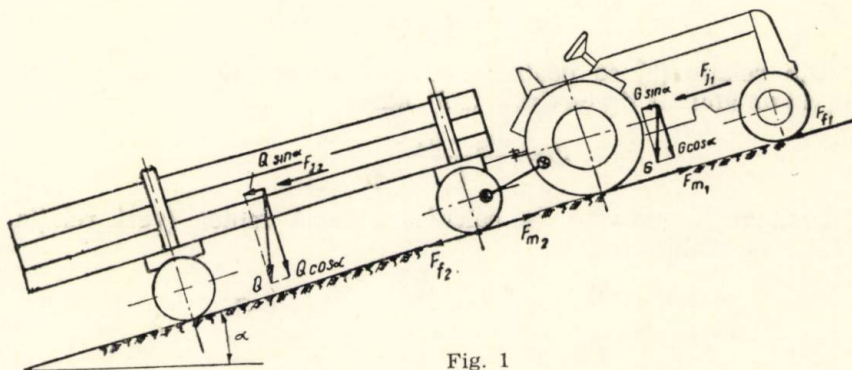


Fig. 1

În cazul agregatului de transport cu remorcă pasivă, forța motoare din condițiile de aderență este dată de relația:

$$F_{m\varphi} = \varphi \lambda G \cdot \cos \alpha. \quad (5)$$

Comparînd relațiile (3) și (5), rezultă că în cazul tractorului cu remorcă activă, forța motoare din condițiile de aderență crește față de tractorul cu remorcă pasivă cu mărimea $\varphi K Q \cos \alpha$, ceea ce reprezintă principalul avantaj al tractorului cu remorcă activă. De aceea în cazul tractorului cu remorcă activă forța motoare nu mai este limitată de aderență, la treptele inferioare de viteze, ci de calitățile dinamice ale motorului. Crescînd forța motoare după aderență va crește în mod corespunzător și sarcina transportată la deplasarea agregatului pe terenuri cu aderență scăzută.

Forța de inerție totală a agregatului de transport format din tractor și remorcă activă se calculează cu relația:

$$F_j = F_{j1} + F_{j2} = \frac{G+Q}{g} \delta \cdot \frac{dV}{dt}, \quad (6)$$

unde: δ este un coeficient ce ține seama de masele în mișcarea de rotație ale tractorului și remorcii active; $\frac{dV}{dt}$ — accelerația în mișcarea de translație a agregatului de transport.

Forțele de rezistență la rulare F_{f1} și F_{f2} se calculează cu relațiile:

$$\left. \begin{aligned} F_{f1} &= f G \cos \alpha \\ F_{f2} &= f Q \cos \alpha \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

unde: f este coeficient de rezistență la rulare.

Înlocuind (6) și (7) în (1) rezultă:

$$F_m = (G+Q) \left(f \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{\delta}{g} \cdot \frac{dV}{dt} \right). \quad (8)$$

Dacă se consideră că agregatul de transport se deplasează pe teren orizontal și cu viteză constantă, relația (8) devine:

$$F_m = f (G+Q). \quad (9)$$

Din relația (9) se poate determina sarcina Q ce poate fi transportată pe un anumit tip de drum (sol), adică:

$$Q = \frac{F_m - fG}{f}. \quad (10)$$

Dacă forța motoare se calculează după motor (vezi relația 2), relația (10) va avea forma:

$$Q = \frac{\frac{M_m \cdot i_1 \cdot \eta_1}{r_1} - f \cdot G}{f} = \frac{\frac{M_m \cdot i_2 \cdot \eta_2}{r_2} - f \cdot G}{f}. \quad (11)$$

Deoarece întotdeauna se poate alege raportul de transmitere al tractorului, care să asigure forța de tracțiune cerută la roțile motoare, pentru același moment al motorului, înseamnă că valoarea maximă a greutateii Q este limitată de forța de aderență dintre roțile motoare și drum.

Înlocuind în relația (10) forța de tracțiune după aderență $F_{m\varphi}$, pentru tractorul cu remorcă pasivă și cu remorcă activă, cind $\alpha=0$ și $V = \text{const.}$, rezultă:

— Pentru tractorul cu remorcă pasivă:

$$Q = \frac{G}{f} (\varphi\lambda - f). \quad (12)$$

— Pentru tractorul cu remorcă activă:

$$Q = \frac{G(\varphi\lambda - f)}{f - \varphi \cdot K}. \quad (13)$$

Comparînd relațiile (12) și (13), rezultă că în cazul tractorului cu remorcă pasivă calitățile de tracțiune, deci sarcina tractată, depinde de diferența $\varphi\lambda - f$. Cu cît această diferență este mai mică cu atît sarcina transportată va fi mai redusă. Este știut faptul că pe drumurile moi coeficientul de aderență φ scade, iar coeficientul de rezistență la rulare f crește, astfel că diferența $\varphi\lambda - f$ scade, deci și calitățile de tracțiune ale tractorului scad. La tractorul cu remorcă activă sarcina transportată depinde de raportul $\frac{\varphi\lambda - f}{f - \varphi K}$. Întrucît întotdeauna $\frac{\varphi\lambda - f}{f} \ll \frac{\varphi\lambda - f}{f - \varphi K}$, deoarece $K < \lambda$ și $f < \varphi$, rezultă că sarcina transportată, în acest caz, este mult mai mare, iar pe terenurile tari, nelimitată de aderență.

Pentru a scoate în evidență avantajele tractorului în agregat cu remorcă activă, în continuare s-a efectuat un exemplu de calcul pentru tractoarele U-650 și U-651 în agregat cu remorcă activă și cu remorcă pasivă. Calculul s-a făcut pentru două tipuri de drumuri. Cu datele obținute s-au trasat diagramele din figurile 2 și 3. Din analiza acestor diagrame rezultă următoarele concluzii:

Pentru ambele drumuri, considerate în calcule și indicate în figurile 2 și 3, sarcina Q transportată de tractoarele U-650 și U-651 în agregat cu remorcă activă, variază hiperbolic în funcție de viteză (curbele 1). Cu cît viteza de transport va fi mai mică cu atît sarcina transportată Q va fi mai mare și invers. În acest caz, calitățile de tracțiune ale agregatului de transport sînt limitate de calitățile dinamice ale motorului tractorului, deoarece întotdeauna este asigurată aderența dintre roți și sol prin antrenarea remorcii de la priza de putere sincronă a tractorului.

Pentru un drum de nisip umed (figura 2), la viteze mai mici de 17 km/h, sarcina transportată de tractorul U-650 în agregat cu remorcă pasivă este limitată de aderență la valoarea maximă de cca. 23.000 N (curba 2), iar la viteze superioare acestei viteze, sarcina transportată va

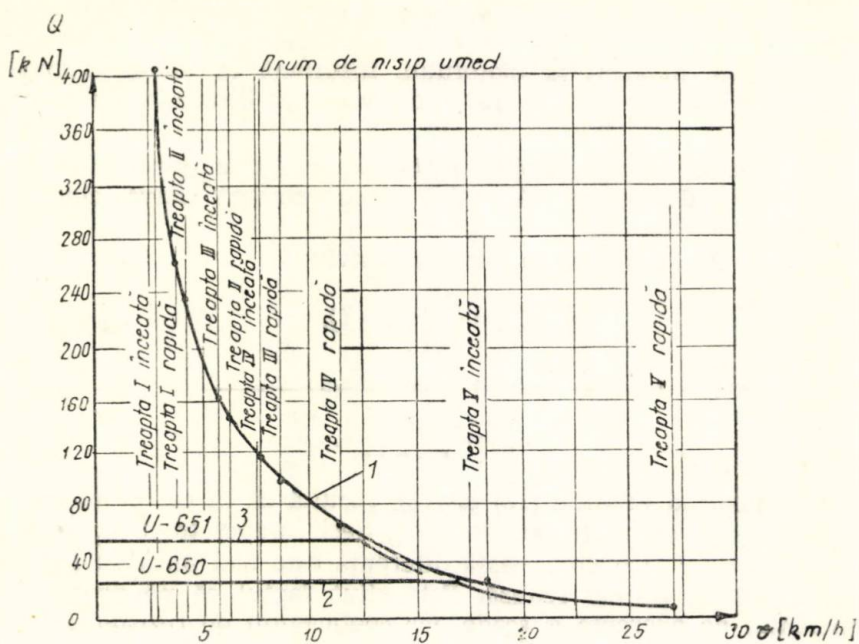


Fig. 2

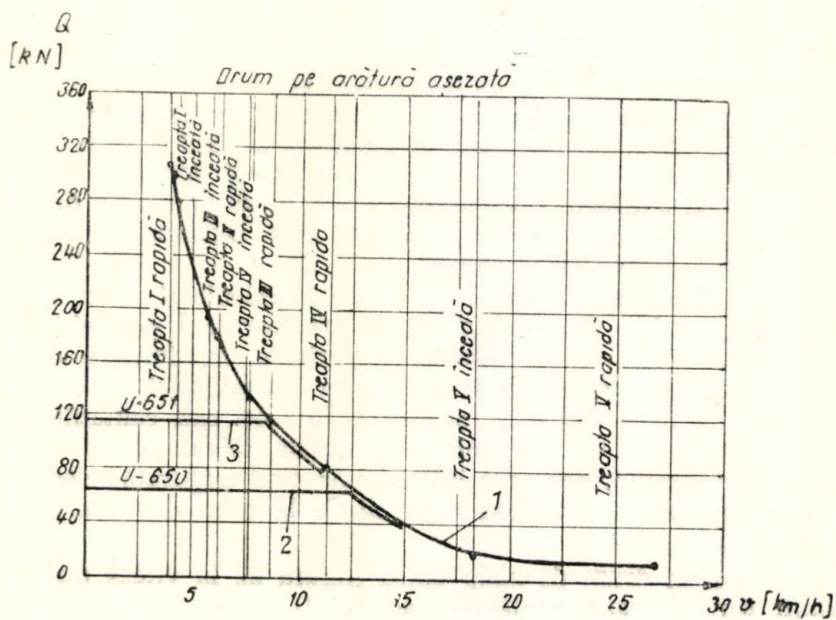


Fig. 3

fi limitată de motor. Dacă de exemplu, transportul se face cu o viteză de cca. 8 km/h, care ar corespunde treptei a IV-a înceată, sarcina transportată cu tractorul U-650 în agregat cu remorcă activă crește de la 23.000 N la cca. 120.000 N, adică crește de aproximativ 5 ori.

Din cele arătate mai sus rezultă că, pentru drumul considerat, folosirea remorcii active la tractorul U-650 este rațională la viteze de lucru mai mici de 17 km/h (adică la treptele inferioare treptei a V-a înceată). La viteze mai mari de 17 km/h calitățile de tracțiune ale tractorului fiind limitate de calitățile dinamice ale motorului, folosirea remorcii active nu este justificată. Viteza pînă la care este avantajoasă folosirea remorcii active depinde, pentru un tractor dat, de tipul și starea drumului. Astfel, pentru un drum pe arătură așezată, la care aderența este mai ridicată față de drumul de nisip umed, folosirea remorcii active este rațională la viteze de lucru sub 12 km/h (figura 3). Aceasta înseamnă că cu cît aderența solului este mai scăzută cu atît este mai justificată folosirea remorcii active.

În cazul tractorului U-651, calitățile de tracțiune după aderență fiind superioare tractorului U-650, avînd 4 roți motoare, sarcina maximă transportată cu remorcă pasivă este limitată de aderență la valoarea de cca. 56.000 N (curba 3). În acest caz, folosirea remorcii active este rațională la viteze de lucru pînă la 12 km/h, pentru drum de nisip umed (figura 2) și pînă la 9 km/h, pentru drumul de arătură așezată (figura 3).

3. Schema cinematică a agregatului de transport format din tractor și remorcă activă și unele particularități ale acestuia

În figura 4 este arătată schema cinematică a tractorului în agregat cu remorcă activă, propusă de autori. Remorca activă se compune dintr-o punte motoare cu roți simple, prevăzută cu diferențial simetric între roți și o punte nemotoare. Cuplarea remorcii active se face la cîrligul de tracțiune al tractorului prin intermediul unui proțap, iar antrenarea acesteia se face de la priza de putere sincronă a tractorului printr-o transmisie cardanică.

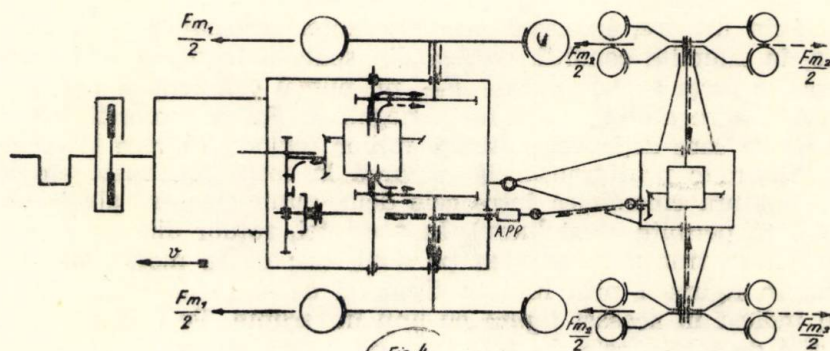


Fig. 4

Raportul de transmitere între motor și roțile motoare ale remorcii se calculează din condiția egalității vitezelor periferice la roțile motoare ale tractorului și remorcii, adică din condiția concordanței cinematice în sistemul de rulare al agregatului de transport, condiție dată de relația:

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{r_1}{r_2} \text{ sau } \frac{i_1}{r_1} = \frac{i_2}{r_2}. \quad (14)$$

Cunoscînd i_1 și r_1 pentru un tractor dat și adoptînd pentru remorcă un anumit tip de pneuri, pentru care se cunoaște r_2 , se poate calcula raportul de transmitere i_2 între motor și roțile motoare ale remorcii active, folosind relația (14).

Raportul rapoartelor de transmitere $\frac{i_1}{i_2}$ al transmisiilor celor două punți motoare ale tractorului și remorcii rămîne neschimbat în timpul exploatării, pe cînd asigurarea unui raport constant al razelor dinamice $\frac{r_1}{r_2}$ este practic imposibil, datorită faptului că valoarea acestor raze depinde de numeroși factori: sarcinile radiale și tangențiale care acționează asupra roților, toleranțe de execuție diferite ale pneurilor, presiune diferită în pneuri, uzura diferită a pneurilor, deplasarea tractorului și remorcii pe terenuri cu relief neuniform și în viraje etc.

Modificarea razelor dinamice ale roților atrage după sine inegalitatea vitezelor periferice ale roților celor două punți motoare ale tractorului și remorcii active și în final, apariția fenomenului de circulație a puterii parazite. Acest fenomen, care este de fapt o circulație inversă de putere, este deci cauzat de inegalitatea vitezelor periferice ale roților celor două punți motoare incluse într-un sistem închis: roțile punții din spate ale tractorului — transmisia cu un grad de libertate care leagă cele două punți — roțile remorcii active-sol-roțile punții din spate ale tractorului. Dacă, de exemplu, viteza periferică teoretică a roților tractorului este mai mare decît la roțile remorcii, atunci — în anumite condiții — patinarea roților motoare ale remorcii devine negativă. În acest caz, sensul forței F_{m2} se va modifica, ceea ce înseamnă că remorca frînează deplasarea agregatului de transport.

Prin urmare, în cazul neconcordanței cinematice în sistemul de rulare, în anumite condiții, puntea din spate a tractorului va trebui să învingă cu forța sa tangențială F_{m1} nu numai rezistențele care se opun deplasării agregatului, ci și forța negativă F_{m2} a remorcii. Momentul de torsiune care acționează asupra roților remorcii devine și el negativ și se transmite prin transmisia remorcii la roțile din spate ale tractorului (legătura cinematică între cele două punți motoare ale tractorului și remorcii permite acest lucru). În acest fel, roților din spate ale tractorului li se transmite puterea pe două căi: de la motor, pe circuitul indicat în figura 4 prin linii continue, și de la roțile remorcii, pe circuitul indicat în aceeași figură cu linii întrerupte. Pe arborele secundar al cutiei de viteze cele două fluxuri de putere se unesc și se transmit roților motoare ale tractorului dînd naștere forței motoare F_m .

Este evident că circuitul invers de putere nu participă la învingerea unei forțe exterioare suplimentare, deci nu este o putere utilă; această putere ajunsă la puntea din spate a tractorului este consumată pentru a învinge forța F_{m2} , de la roțile remorcii, care a devenit negativă în condițiile neconcordanței cinematice. Consecințele acestei circulații de putere sînt: în transmisia tractorului apar solicitări suplimentare, pierderile de putere în această transmisie cresc, se accentuează uzura pneurilor etc.

Circuitul invers de putere poate fi exclus în întregime introducînd în transmisia remorcii un cuplaj unisens. Folosind această construcție, puntea motoare a remorcii poate fi cuplată sau decuplată automat. Acest cuplaj se propune a fi montat pe arborele prizei de putere [1].

Avantajul acestei scheme constă în faptul că puntea motoare a remorcii se cuplează automat, iar aceasta se realizează numai la o anumită sarcină, ceea ce influențează pozitiv economicitatea agregatului. În afară de aceasta, posibilitatea transiterii momentului de torziune de la partea condusă la cea conducătoare fiind exclusă, înseamnă că este exclusă și posibilitatea apariției fenomenului de circulație a puterii parazite.

Bibliografie

- [1]. NĂSTĂSOIU, S.: *Studiul cauzelor neconcordanței cinematice a vitezelor periferice ale roților motoare din față și din spate la tractoarele 4×4*. Buletinul Institutului politehnic Brașov, vol. 10/1969.
- [2]. NIȚESCU, GH. și col.: *Tractoare*. Editura didactică și pedagogică, București, 1968.
- [3]. M. K. KOPILOV: *Traktornii poluprițep s aktivnoi osiu*. Traktori i selhozmașini, nr. 11/1962, p. 47—48.

STUDIUL CINEMATIC AL MECANISMELOR DE DIRECȚIE, CU DIFERENȚIAL CENTRAL, ALE VEHICULELOR PE ȘENILE, CU AJUTORUL SCHEMELOR BLOC

A. JULA, E. CHIȘU

În lucrare, se prezintă studiul cinematic al mecanismelor de direcție — cu diferențial central și lanț de închidere (complexe) — ale vehiculelor pe șenile, folosindu-se schemele bloc. Introducerea schemelor bloc — pe lângă schemele cinematice — a permis autorilor efectuarea unui studiu cinematic unitar și concis.

Posibilitățile de virare, numărul vitezelor la mers rectiliniu, comenzile necesare realizării acestor situații funcționale, precum și expresiile rapoartelor globale de transmitere — stabilite pe baza rapoartelor mecanismelor simple componente — sînt date sub formă de tabele; aceste tabele folosesc proiectanților la alegerea schemei optime a mecanismului de direcție și la calculul rapoartelor de transmitere.

In der vorliegenden Arbeit wird die kinematische Analyse der Lenkantriebe mit zentralem Differential und geschlossener Übertragungskette der Raupenfahrzeuge mit Hilfe der Blockschemata durchgeführt. Die Einfüh-

rung der Blockschemata parallel zu den Getriebschmen ermöglicht eine einheitliche und zusammenfassende kinematische Analyse. Jedes Blockschemata wird durch ein einziges Getriebschemata veranschaulicht, welches aber eine ganze Klasse von Lenkantrieben umfasst.

Die Möglichkeit des Kurvenfahrens, die Anzahl der Geschwindigkeiten beim Geradeausfahren, die nötigen Lenkbewegungen so wie die Ausdrücke für die Übersetzungsverhältnisse, werden in Form von Tabellen angegeben; diese Tabellen können von den Konstrukteuren bei der Wahl des günstigsten Schemas für ein gegebenes „Lenkantriebssystem“ und bei der Berechnung der Übersetzungsverhältnisse verwendet werden. Die Darstellung durch Symbole (Blockschemata) der Lenksysteme, die von den Verfassern eingeführt wurde, ermöglicht eine Systematisierung der kinematischen Berechnungen dieser Mechanismen und reduziert die grosse Anzahl der Getriebschmen auf eine kleine Anzahl von Blockschemata.

1. Introducere

Mecanismele de direcție ale vehiculelor pe șenile realizează virarea vehiculului prin diferențierea mișcării și a momentelor de torsiune la cele două șenile.

Problema principală a analizei cinematice a acestor mecanisme o constituie determinarea rapoartelor de transmitere realizate în situațiile funcționale caracteristice — mers rectiliniu, viraje cu diferite raze.

Datorită numărului mare de tipuri constructive și a complexității mecanismelor de direcție, studiul cinematic se efectuează separat pentru fiecare variantă de mecanism [1, 3, 4, 6, 7]. Clasificarea și sistematizarea structurală a mecanismelor de direcție realizată în [2, 6], permite ca studiul cinematic să poată fi efectuat unitar și concis, folosind schemele bloc.

Reprezentarea prin simboluri (scheme bloc) a mecanismelor de direcție, introdusă de autori, permite sistematizarea calculului cinematic al acestor mecanisme, reducând numărul mare de scheme cinematice la un număr redus de scheme bloc.

În lucrare se prezintă studiul cinematic al mecanismelor de direcție, cu diferențial central (mecanisme de direcție complexe), rezultatele obținute fiind date, sub formă tabelară, pentru fiecare tip de schemă bloc. Fiecare schemă bloc este ilustrată printr-o singură schemă cinematică, aceasta corespunzând însă unei întregi clase de mecanisme de direcție.

Ca urmare a simetriei mecanismelor de direcție studiate, au fost stabilite expresiile rapoartelor de transmitere numai pentru cazul virării spre stînga a vehiculului.

2. Notății

$R (R')$	— reductor cu roți dințate cu axe fixe,
$D (D')$	— diferențial (mecanism planetar cu două grade de mobilitate),
$C V$	— cutie de viteze cu axe fixe,
$A (A')$	— ambreiaj *),
$F (F')$	— frînă *),
ω_1	— viteza unghiulară a elementului conducător (pinionul transmisiei centrale),
$\omega_{s, d}$	— viteza unghiulară a roții motoare a șenilei din stînga și respectiv din dreapta vehiculului,
i_{mn}^k	— raportul de transmitere al mecanismului planetar cu elementul k fix,
$i_D (i_D')$	— raportul de transmitere al mecanismului planetar cu gradul de mobilitate $M = 1$,
$i_{D_L} (i_{D_L}')$	— raportul de transmitere al diferențialului cu lanț de închidere,
i_D^F	— raportul de transmitere al mecanismului planetar cînd frîna F este cuplată,
i_D^A	— raportul de transmitere al mecanismului planetar cînd ambreiajul A este cuplat,
$i (i')$	— raportul total de transmitere al mecanismului de direcție (între pinionul transmisiei centrale și roata motoare a șenilei),

*) Starea funcțională se precizează prin cifrele „0” și „1” (0 — decuplat; 1 — cuplat).

- z_r — numărul de dinți ai roților dințate,
 B — ecartamentul vehiculului,
 R_{min} — raza minimă de virare a vehiculului.

3. Studiul cinematic al mecanismelor de direcție cu diferențial central

În componența mecanismelor de direcție cu diferențial central (complexe), intră mai multe mecanisme simple. Aceste mecanisme pot fi clasificate și studiate în funcție de tipul lanțului de închidere, care poate fi: simplu, planetar, compus.

3.1. Mecanisme de direcție cu lanț de închidere simplu

Mecanismul de direcție a cărui schemă cinematică este prezentată în figura 2, se poate schematiza ca în figura 1 (schema bloc); este compus din reductoarele centrale R_c (roțile 1—2) și R_o (roțile 3—4),

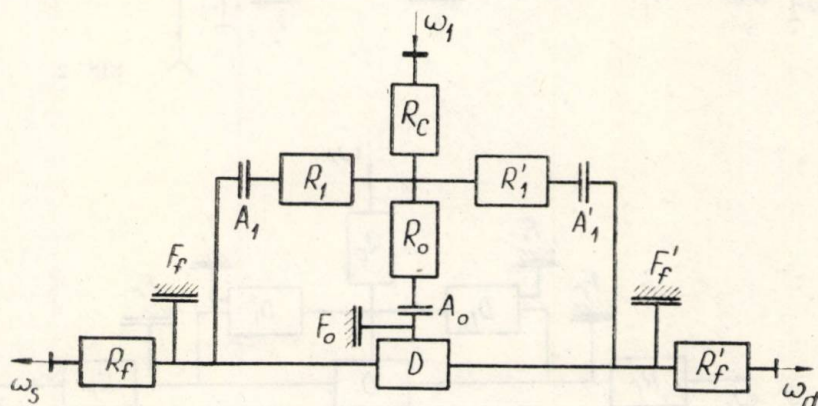


Fig. 1

diferențialul central D (roțile 5—6—7), reductoarele R_1 — R'_1 (roțile 10—11 și 10'—11') și reductoarele finale R_f — R'_f (roțile 8—9 și 8'—9'). Lanțul de închidere — simplu — este format din reductoarele cu axe fixe R_1 și respectiv R'_1 , cele două reductoare fiind identice.

La mers rectiliniu, acest mecanism permite realizarea a două viteze: una prin cuplarea ambreiajelor A_1 — A'_1 , cealaltă prin intermediul diferențialului central D , prin cuplarea ambreiajului A_0 ; la cuplarea ambreiajelor A_1 — A'_1 se evită mișcarea de șerpuire caracteristică diferențialelor, mișcare care constituie un dezavantaj esențial pentru tractoarele agricole.

Pentru virarea cu rază minimă (spre stnga) și viteză mare, se cuplează frâna transmisiei finale F_f și ambreiajul A'_1 iar pentru virarea cu rază minimă și viteză mică, se cuplează frâna F_f și ambreiajul central A_0 .

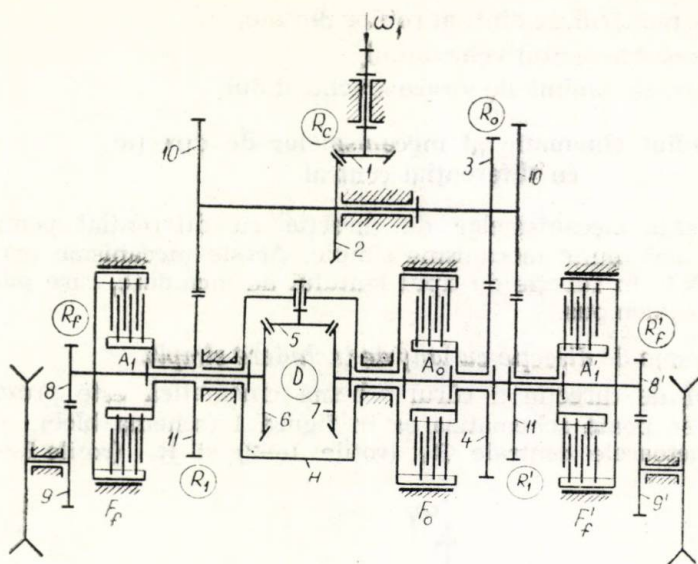


Fig. 2

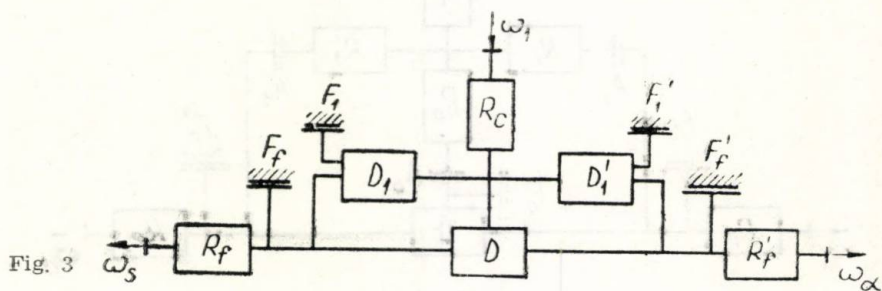


Fig. 3

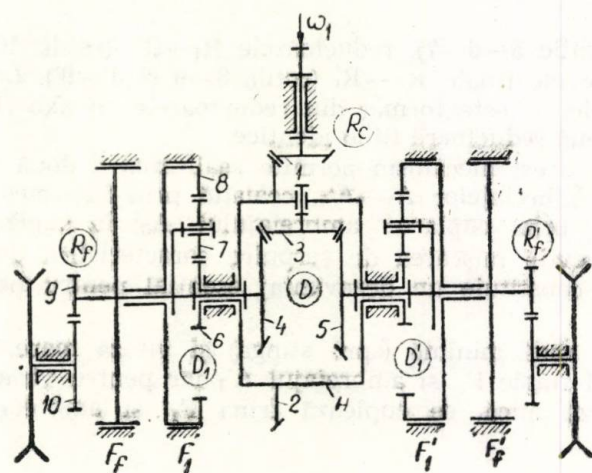


Fig. 4

Virarea cu rază medie se realizează prin cuplarea ambreiajului A_1 (frîna F_f este liberă)*), iar virarea cu rază mare se realizează prin cuplarea ambreiajelor A_0 și A_1 .

Prin introducerea unei frîne F_0 , care să blocheze brațul port-sateți H al diferențialului D , se pot realiza viraje cu rază zero, cînd F_0 și A_1 sînt cuplate (viraj stînga).

Dependența dintre vitezele unghiulare ale elementelor diferențialului central D este dată de formula lui Willis [4, 7]:

$$i_{6-7}^H = \frac{\omega_6 - \omega_H}{\omega_7 - \omega_H} = -\frac{Z_7}{Z_6} = -1, \quad (1)$$

relație cu ajutorul căreia se poate determina raportul de transmitere al diferențialului central i_D și respectiv i_{D_L} .

Posibilitățile de mișcare ale vehiculului, echipat cu mecanism de direcție cu diferențial central și lanț de închidere simplu (vezi figurile 1—2), comenzile necesare și rapoartele de transmitere obținute în situațiile funcționale caracteristice, sînt sistematizate în tabelul 1.

3.2. Mecanisme de direcție cu lanț de închidere planetar

Lanțul de închidere al mecanismului de direcție din figura 3 (schema bloc), a cărui schemă cinematică este prezentată în figura 4, este format din mecanismele planetare cu satelit simplu D_1 (roțile 6—7—8) și D'_1 , cele două planetare fiind identice.

Corelațiile dintre vitezele unghiulare sînt date de formula lui Willis [5]:

— pentru diferențialul central D :

$$i_{4-5}^H = \frac{\omega_4 - \omega_H}{\omega_5 - \omega_H} = -\frac{Z_5}{Z_4} = -1; \quad (2)$$

— pentru mecanismul planetar D_1 :

$$i_{6-8}^9 = \frac{\omega_6 - \omega_9}{\omega_8 - \omega_9} = -\frac{Z_8}{Z_6}. \quad (3)$$

Relațiile (2) și (3) permit determinarea rapoartelor de transmitere ale mecanismului de direcție prezentat în figurile 3—4, pentru situațiile funcționale caracteristice (vezi tabelul 2).

3.3. Mecanisme de direcție cu lanț de închidere compus

În figura 5 se prezintă schema bloc a unui mecanism de direcție cu diferențial central D și lanț de închidere compus, format dintr-un diferențial D_1 și reductoarele cu axe fixe R_4 și R_5 , care leagă în paralel cele două diferențiale. Diferențialul D_1 este antrenat printr-un lanț cinematic format din reductoarele cu axe fixe R_1 — R_2 și R_3 .

*) În acest caz, diferențialul central D are mișcare nedeterminată cinematic (mobilitatea $M=2$), mișcarea vehiculului depinzînd de rezistențele de rulare la cele două șenile.

Tabelul 1

Mișcarea vehiculului		Comenzile necesare pentru șenila						Raportul de transmitere la șenila	
		F_0	A_0	stînga		dreapta			
				A_1	F_F	A_1'	F_F'	stînga (i)	dreapta (i')
In mers rectiliniu		0	0	1	0	1	0	$i_I = i_I' = i_{R_C} \cdot i_{R_1} \cdot i_{R_F}$	
		0	1	0	0	0	0	$i_{II} = i_{II}' = i_{R_C} \cdot i_{R_0} \cdot i_{R_F}$	
In viraj (stînga)	cu rază minimă ($R_{min}=0,5B$)	0	0	0	1	1	0	$\infty (\omega_S=0)$	$i_I' = i_{R_C} \cdot i_{R_1} \cdot i_{R_F}$
		0	1	0	1	0	0	$\infty (\omega_S=0)$	$i_I' = i_{R_C} \cdot i_{R_0} \cdot i_D \cdot i_{R_F}$
	cu rază medie	0	0	0	0	1	0	nedeterminat	$i_I' = i_{R_C} \cdot i_{R_1} \cdot i_{R_F}$
	cu rază mare ($i_{R_0} > i_{R_1}$)	0	1	0	0	1	0	$i = i_{R_C} \cdot i_{R_0} \cdot i_{D_L} \cdot i_{R_F}$	$i_I' = i_{R_C} \cdot i_{R_1} \cdot i_{R_F}$
	cu rază zero	1	0	0	0	1	0	$i_I = i_{R_C} \cdot i_{R_1} \cdot i_{R_F}$	$i_I' = i_{R_C} \cdot i_{R_1} \cdot i_{R_F}$
$i_{R_C} = \frac{Z_2}{Z_1} ; i_{R_0} = -\frac{Z_4}{Z_3} ; i_{R_1} = -\frac{Z_{11}}{Z_{10}} \quad i_D = \frac{1}{1 - \frac{Z_7}{Z_6}} = \frac{1}{2} ;$ $i_{D_L} = \frac{1}{1 + (1 - \frac{i_{R_0}}{i_{R_1}}) \frac{Z_7}{Z_6}} = \frac{1}{2 - \frac{i_{R_0}}{i_{R_1}}} ; i_{R_F} = -\frac{Z_9}{Z_8}$									

Tabelul 2

Mișcarea vehiculului		Comenzile necesare pentru șenila				Raportul de transmitere la șenila	
		stînga		dreapta		stînga (i)	dreapta (i')
		F_1	F_F	F_1'	F_F'		
In mers rectiliniu		0	0	0	0	$i_I = i_I' = i_{R_C} \cdot i_{R_F}$	
In viraj (stînga)	cu rază minimă ($R_{min} = 0,5 B$)	0	1	0	0	$\infty (\omega_S = 0)$	$i' = i_{R_C} \cdot i_{D_1} \cdot i_{R_F}$
	cu rază medie	1	0	0	0	$i = i_{R_C} \cdot i_{D_1} \cdot i_{R_F}$	$i' = i_{R_C} \cdot i_{D_L} \cdot i_{R_F}$
$i_{R_C} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad ; \quad i_D = \frac{1}{1 + \frac{Z_5}{Z_4}} = \frac{1}{2} \quad ; \quad i_{D_L} = \frac{1}{1 + \frac{Z_5}{Z_4} \left(1 - \frac{1}{i_{D_1}}\right)} = \frac{1}{2 - \frac{1}{i_{D_1}}} \quad ;$ $i_{D_1} = 1 + \frac{Z_8}{Z_6} \quad ; \quad i_{R_F} = -\frac{Z_{10}}{Z_9}$							

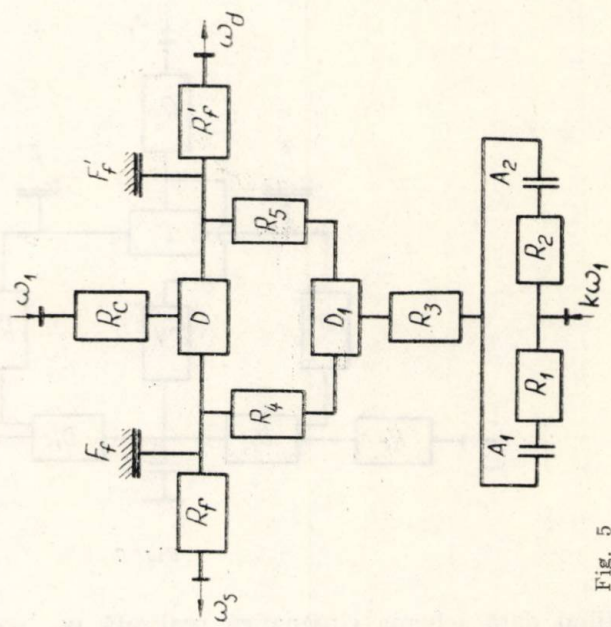


Fig. 5

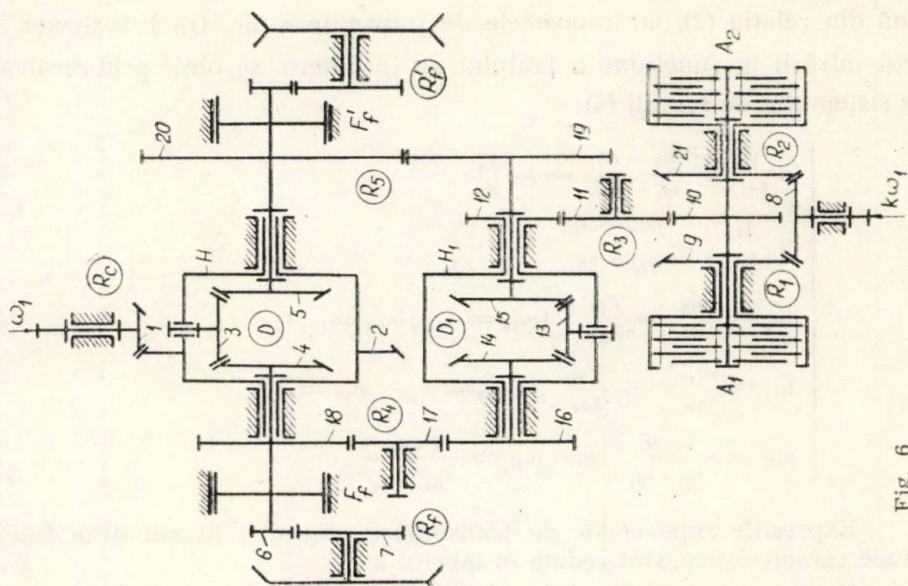


Fig. 6

Raportul de transmitere al diferențialului central i_D se determină din relația (2), iar rapoartele de transmitere i_{D_L} (i_{D_L}) realizate în cazul intrării în funcțiune a lanțului de închidere, se obțin prin rezolvarea sistemului de ecuații (4):

$$\left\{ \begin{array}{l} i_{4-5}^{H1} = \frac{\omega_4 - \omega_{H1}}{\omega_5 - \omega_{H1}} = -\frac{Z_5}{Z_4}, \\ i_{14-15}^{H1} = \frac{\omega_{14} - \omega_{H1}}{\omega_{15} - \omega_{H1}} = -\frac{Z_{15}}{Z_{14}}, \\ i_{R_4} = \frac{\omega_{16}}{\omega_{18}} = \frac{Z_{18}}{Z_{16}}, \quad (\omega_{16} = \omega_{14}; \omega_{18} = \omega_4), \\ i_{R_5} = \frac{\omega_{19}}{\omega_{20}} = -\frac{Z_{20}}{Z_{19}}, \quad (\omega_{19} = \omega_{15}; \omega_{20} = \omega_5), \\ \omega_{H1} = -\frac{k \cdot \omega_1}{i_{R_1} \cdot i_{R_2}} \text{ sau } \omega_{H1} = \frac{k \cdot \omega_1}{i_{R_2} \cdot i_{R_3}}. \end{array} \right. \quad (4)$$

Expresiile rapoartelor de transmitere obținute, în situațiile funcționale caracteristice, sînt redată în tabelul 3.

O variantă de mecanism de direcție cu diferențial central și lanț de închidere compus este prezentată în figura 7 (schema bloc), în figura

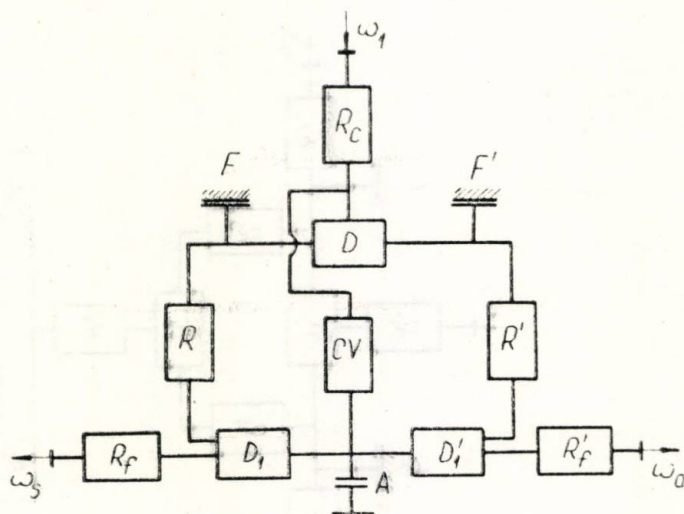


Fig. 7

8 fiind dată schema cinematică realizată pe baza acestei scheme bloc. În componența lanțului de închidere al acestui mecanism intră cutia

de viteze cu axe fixe CV, mecanismele planetare cu satelit simplu $D_1-D'_1$ și reductoarele cu axe fixe $R-R'$. Cutia de viteze este reprezentată schematic printr-o singură treaptă (roțile 13—14), aceasta avînd, în realitate, un număr mai mare de trepte.

Raportul de transmitere al diferențialului central i_D se determină din relația (2), iar celelalte rapoarte de transmitere indicate în tabelul 4 se determină cu ajutorul relațiilor (2), (5), (6) și (7):

$$i_{8-10}^{H_1} = \frac{\omega_8 - \omega_{H1}}{\omega_{10} - \omega_{H1}} = -\frac{Z_{18}}{Z_8}; \quad (5)$$

$$i_{CV} = \frac{\omega_{13}}{\omega_{14}} = -\frac{Z_{14}}{Z_{13}}, \quad (\omega_{13} = \omega_H); \quad (6)$$

$$i_R = \frac{\omega_6}{\omega_7} = -\frac{Z_7}{Z_6}, \quad (\omega_7 = \omega_8; \omega_6 = \omega_4). \quad (7)$$

Tabelul 3

Mișcarea vehiculului		Comenzile necesare pentru șenila				Raportul de transmitere la șenila	
		stînga		dreapta		stînga (i)	dreapta (i')
		A_1	F_F	A_2	F_F'		
In mers rectiliniu		0	0	0	0	$i_I = i'_I = L_{RC} \cdot L_{RF}$	
In viraj (stînga)	cu rază minimă ($R_{min} = 0,5B$)	0	1	0	0	$\infty (\omega_3 = 0)$	$i' = L_{RC} \cdot L_D \cdot L_{RF}$
	cu rază mare	1	0	0	0	$L = L_{RC} \cdot L_{DL} \cdot L_{RF}$	$i' = L_{RC} \cdot L_{DL}' \cdot L_{RF}$

$$L_{RC} = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad i_D = \frac{1}{1 + \frac{Z_5}{Z_4}} = \frac{1}{2};$$

$$L_{DL} = \frac{L_{R4} - L_{R5} \frac{Z_4}{Z_5}}{\frac{k}{L_{R1} \cdot L_{R3}} L_{RC} \left(1 + \frac{Z_{15}}{Z_{14}}\right) - \frac{Z_{15}}{Z_{14}} \left(\frac{Z_4}{Z_5} + 1\right) L_{R5}} = \frac{L_{R4} - L_{R5}}{2 \left(\frac{k}{L_{R1} \cdot L_{R3}} L_{RC} - L_{R5}\right)};$$

$$i_{DL} = \frac{L_{R4} \frac{Z_5}{Z_4} - L_{R5} \frac{Z_{15}}{Z_{14}}}{L_{R4} \left(1 + \frac{Z_5}{Z_4}\right) - \frac{k}{L_{R1} \cdot L_{R3}} L_{RC} \left(1 + \frac{Z_{15}}{Z_{14}}\right)} = \frac{L_{R4} - L_{R5}}{2 \left(L_{R4} - \frac{k}{L_{R1} \cdot L_{R3}} L_{RC}\right)}$$

$$L_{R1} = \frac{Z_9}{Z_8}, \quad L_{R2} = \frac{Z_{21}}{Z_8}; \quad L_{R3} = \frac{Z_{12}}{Z_{10}}, \quad L_{R4} = \frac{Z_{18}}{Z_{16}}; \quad L_{R5} = -\frac{Z_{20}}{Z_{19}}; \quad L_{RF} = -\frac{Z_7}{Z_6}$$

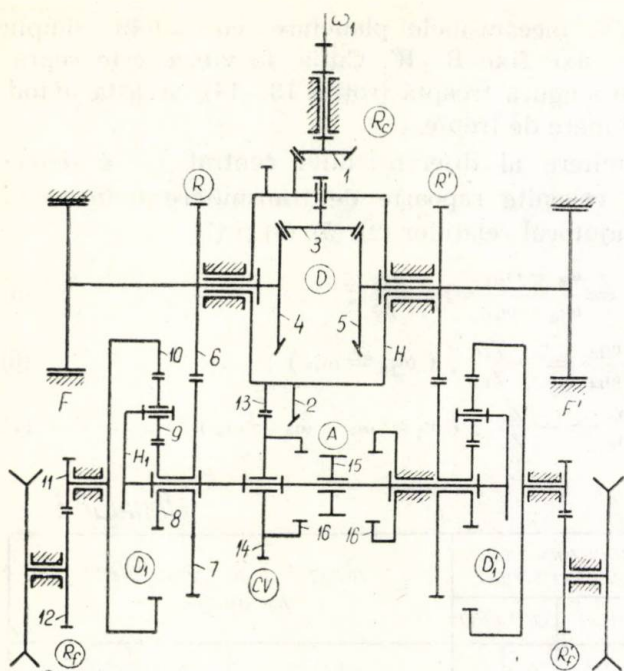


Fig. 8

Mecanismul de direcție din figurile 7—8 îndeplinește și rolul cutiei de viteze, realizând $n+1$ viteze la mersul rectiliniu; n reprezintă numărul treptelor din cutia de viteze. De asemenea, numărul virajelor cu rază mare este dependent tot de n .

Concluzii

Introducerea schemelor bloc — de către autori — la studiul mecanismelor de direcție ale vehiculelor pe șenile, ușurează analiza cinematică, permițând stabilirea rapidă a

Tabelul 4

Mișcarea vehiculului		Comenzile necesare pentru șenila			Raportul de transmitere la șenila	
		A	stînga dreapta		stînga (i)	dreapta (i')
			F	F'		
In mers rectiliniu		0	0	0	$i_I = i'_I = i_{R_C} \cdot i_{CV} \cdot i_{D_1(L_1)} \cdot i_{R_F}$	
		1	0	0	$i_{II} = i'_{II} = i_{R_C} \cdot i_R \cdot i_{D_1}^A \cdot i_{R_F}$	
In viraj (stînga)	cu rază minimă ($R_{min} = 0,5 B$)	1	1	0	$\infty (\omega_S = 0)$	$i'_I = i_{R_C} \cdot i_D \cdot i_R \cdot i_{D_1}^A \cdot i_{R_F}$
	cu rază mare	0	0	1	$i_I = i_{R_C} \cdot i_D \cdot i_R \cdot i_{D_1(L_2)} \cdot i_{R_F}$	$i'_I = i_{R_C} \cdot i_{CV} \cdot i_{D_1}^F \cdot i_{R_F}$

$$i_{R_C} = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad i_R = -\frac{Z_7}{Z_6}, \quad i_{CV} = -\frac{Z_{14}}{Z_{13}}, \quad i_D = \frac{1}{1 + \frac{Z_5}{Z_4}} = \frac{1}{2}; \quad i_{D_1(L_1)} = \frac{1}{1 + \frac{Z_8}{Z_{10}} \left(1 - \frac{i_{CV}}{i_R}\right)};$$

$$i_{D_1(L_2)} = \frac{1}{\frac{i_R}{2i_{CV}} \left(1 + \frac{Z_8}{Z_{10}}\right) - \frac{Z_8}{Z_{10}}}; \quad i_{D_1}^F = \frac{1}{1 + \frac{Z_8}{Z_{10}}}; \quad i_{D_1}^A = -\frac{Z_{10}}{Z_8}; \quad i_{R_F} = -\frac{Z_{12}}{Z_{11}}.$$

situațiilor funcționale caracteristice și a expresiilor rapoartelor de transmitere globale — corespunzătoare acestor situații — pe baza rapoartelor mecanismelor simple, componente.

Studiul cinematic cu ajutorul schemelor bloc permite o sistematizare cinematică a acestor mecanisme, reducând numărul mare de mecanisme de direcție la un număr redus de scheme bloc.

Cu ajutorul expresiilor rapoartelor de transmitere, prezentate în lucrare tabelar, proiectantul poate calcula valorile acestora pentru orice variantă de mecanism (corespunzătoare unei scheme bloc), ușurându-se astfel alegerea schemei optime a mecanismului de direcție, pentru tema de proiectare dată.

Bibliografie

- [1]. ANTONOV, A. S.: *Silovie peredaci kolesnih i gusenichinih mašin*. Leningrad, Mașinostroenie, 1967.
- [2]. JULA, A.: *Analiza structurală a mecanismelor de direcție ale tractoarelor pe șenile*. Buletinul Institutului politehnic Brașov, seria A — Mecanică, vol. XII, 1970, p. 103—113.
- [3]. KRISTI, M. K., KRASNENIKOV, V. I.: *Novie mehanizmi transmisii*. Moscova, Mașinostroenie, 1967.
- [4]. KUDRIAVTEV, V. H.: *Planetarnie peredaci*. Moscova, Mașinostroenie, 1966.
- [5]. MILOIU, GH., DUDIȚĂ, FL.: *Transmisii mecanice moderne*. București, Editura tehnică, 1971.
- [6]. NIȚESCU, GH., JULA, A.: *Contribuții la analiza mecanismelor de direcție ale vehiculelor pe șenile*. Buletinul Academiei Militare, nr. 1, 1971, p. 43—64.
- [7]. SEMENOV, M. V.: *Teoria odno i dvustupenciatih planetarnih peredaci*. Moscova, Mașinostroenie, 1966.

INFLUENȚA MASELOR AGREGATULUI ASUPRA PARAMETRILOR DE MIȘCARE AI TRACTORULUI PE ȘENILE

GH. PEREȘ

Lucrarea definește cauzele mersului neuniform al mecanismului de rulare la tractoarele cu șenile. Se stabilesc relațiile de calcul pentru parametrii cinematici ai mișcării tractorului.

Considerînd tractorul ca un sistem rigid, după reducerea acestuia la un sistem echivalent, format din doi volanți, se scriu relațiile de legătură între parametrii cinematici ai mișcării și masele agregatului tractor-mașină agricolă.

Calculule teoretice sînt întocmite pentru tractorul de fabricație românească S-650, rezultatele fiind prezentate grafic.

The paper shows, that the speed of a caterpillar tractor is a periodic value due to the design features of the caterpillar mechanism. The caterpillar tractor run is not uniform because of the following factors:

- the gearing range of the caterpillar drivind wheel varies;
- the driving part of the rolling mechanism works like a handle off-setting mechanism;
- the caterpillar motor branch extend varies when the backside supporting roll transfers from one chain link to the other.

The paper presents the relations in speed calculation taking into account the causes of the non-uniform run and it defines the incongruit coefficient

α between the entrance of a joint into the gearing and the transfer or the supporting roll from a chain link to the other.

Taking into account the coefficient α it is shown, that the motor branch length at $0 < \alpha < 1$ is variable while transferring the back supporting roll over a joint it increases with walk of a chain and decreases by the same value at the entrance of a joint, into the gearing with the driving wheel. Considering the aggregate tractor-agricultural machine as a rigid dynamic system the whole aggregate is reduced to an equivalent dynamic model consisting of two flywheels connected by shaft. Writting the dynamic equilibrium equations for every flyweel in separately, we can establish finally the bonding relations between the kinematic parameters in running and the aggregate mass.

The numerical examples have been prepared for the S-650 produced in Romania and the results of the calculy are presented graphically.

The established relations and the graphs show that the speed and the acceleration are variable values whose period is equal to the time it takes the tractor to move on caterpillars.

The way in which kinematic parameters have been defined explains the frequency and periodicity dynamic loads in the components of the caterpillar tractor.

1. Introducere

În general cinematica și dinamica mecanismelor de rulare, la tractoarele cu șenile se studiază fără a lua în considerare mersul neuniform al acestuia. Majoritatea cercetărilor [3, 5, 6, 9, 10] admit premisele: pasul șenilei este infinit mic, lanțul șenilei este inextensibil și nu formează săgeată, suprafața drumului este absolut rigidă.

În realitate, însă șenila este formată din zale de lungime finită și ca urmare a acestui fapt și a particularităților de construcție a întregului mecanism de rulare, viteza tractorului nu mai este o mărime constantă, ci una periodic variabilă.

Scopul lucrării este să definească cauzele mersului neuniform al mecanismului de rulare al tractorului cu șenile și să scoată în evidență, influența maselor agregatului asupra parametrilor mișcării.

2. Notății folosite

- α este unghiul la centru al poligonului format de zalele șenilei ce sînt pe roata motoare la o rotire completă a ei;
- β — coeficientul de neuniformitate al mișcării, ca urmare a variației razei de angrenare a roții motoare cu șenila;
- δ_1 — jocul dintr-o articulație a șenilei;
- φ — unghiul ce marchează ieșirea din angrenare a unei articulații;
- ψ — unghiul curent de rotație al roții motoare, măsurat din zona de intrare în angrenare a zalelor;
- ψ_1 — unghiul de înclinare al ramurii motoare a șenilei față de sol;
- $\ddot{\psi}, \ddot{\psi}_t$ — viteze unghiulare;
- $\dot{\psi}, \dot{\psi}_t$ — accelerații unghiulare;
- κ — coeficientul de neconcordanță între intrarea unei zale în angrenare și trecerea rolei de sprijin din spate peste articulația de pe sol;
- h_1 — înălțimea centrului roții motoare față de sol;
- i_{tr} — raportul de transmitere al transmisiei;
- J_o — momentul de inerție al pieselor transmisiei tractorului legate cinematic cu roata motoare, redus la axul ei;
- J_a — momentul de inerție al organelor tractorului nelegate cinematic cu roata motoare, redus la axul acesteia;
- J_b — momentul de inerție al remorcii (mașinii agricole), redus la axul roții motoare;
- k — numărul de articulații de șenilă din arcul de angrenare al roții motoare;
- l_1 — distanța dintre axa roții motoare și axa rolei de sprijin din spate;
- l — lungimea ramurii motoare a șenilei;

- Δl — variația lungimii ramurii motoare a șenilei;
 M_m — momentul efectiv al motorului redus la roata motoare;
 M_R — momentul de torsiune rezistent, din cauza mașinii agricole, redus la roata motoare;
 n_n — turația nominală a motorului;
 n_1 — numărul de zale din ramura motoare a șenilei;
 ω_m — viteza unghiulară medie a roții motoare;
 r_o — raza cercului înscris poligonului regulat format din zalele ce sînt pe roata motoare la o rotire completă a ei;
 r_m — raza dinamică a roții motoare;
 t_m — pasul roții motoare;
 t_s — pasul șenilei;
 v_t — viteza teoretică de deplasare a tractorului;
 v_m — viteza de înfășurare a ramurii motoare a șenilei pe roata motoare;
 v_l — viteza de desfășurare a ramurii superioare a șenilei de pe roata motoare;
 z — numărul de zale ce sînt pe roata motoare la o rotire completă a ei.

1. Elemente din cinematica mersului neuniform al mecanismului de rulare.

Viteza de deplasare a tractorului cu șenile, într-un regim dinamic stabilizat de funcționare, variază periodic.

Cauzele principale care provoacă variația periodică a vitezei de deplasare a tractorului sînt:

- variația razei de angrenare a roții motoare cu șenila;
- funcționarea porțiunii motoare a mecanismului de rulare ca un mecanism bielă-manivelă dezaxat;
- variația întinderii ramurii motoare a șenilei, la trecerea rolei de sprijin din spate de pe o zală pe alta.

Asupra mersului neuniform al mecanismului de rulare au influență și alți parametri [2, 3, 4, 5, 6, 10].

În literatură [5, 6, 7] se definește coeficientul de neuniformitate al mișcării:

$$\beta = \frac{v_{\max}}{v_{\min}} = \sqrt{1 + \left(\frac{t_s}{2r_o}\right)^2}, \quad (1)$$

ca raport între viteza maximă și cea minimă de desfășurare a ramurii superioare a șenilei de pe roata motoare, pentru angrenarea specială ($t_s < t_m$). Coeficientul β trebuie să ia valori cuprinse între 1,01 și 1,04 pentru șenile cu zale mici, iar la șenilele cu zale mari poate ajunge la 1,3 [5, 6, 10].

Pentru tractoarele la care angrenarea roții motoare cu șenile este normală ($t_s > t_m$) sau mixtă ($t_s = t_m$), pe baza figurii 1 și a indicațiilor din literatură [10] se calculează viteza de înfășurare a ramurii motoare a șenilei și viteza de desfășurare a ramurii superioare a acesteia.

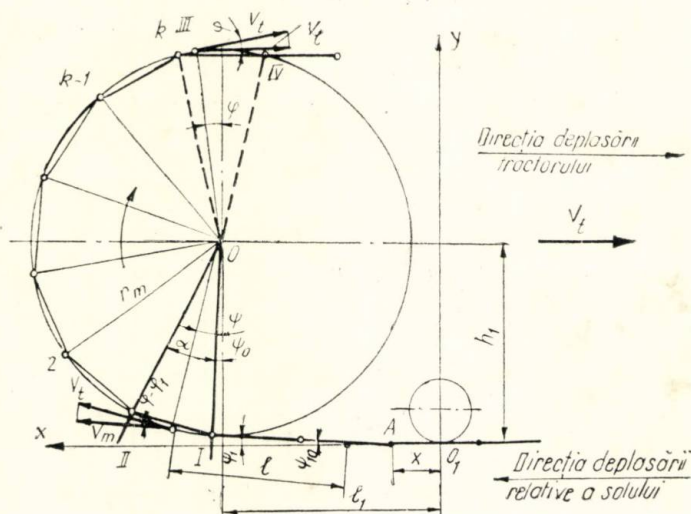


Fig. 1.

În figura 1 s-au marcat cu: I începutul intrării unei zale în angrenare, cu II sfârșitul intrării ei în angrenare, cu III începutul ieșirii din angrenare a unei zale și cu IV sfârșitul ieșirii acesteia din angrenare.

Viteza de înfășurare a ramurii motoare a șenilei este:

$$v_m = v_t \cos(\psi - \psi_1), \quad (2)$$

iar viteza de desfășurare a ramurii libere va fi:

$$v_l = v_t \cdot \cos \psi. \quad (3)$$

Între unghiul ψ și φ există relația de legătură:

$$\varphi = \pi - (k - 1)\alpha - \psi. \quad (4)$$

Vitezele calculate cu relațiile (2) și (3), sînt vitezele relative ale șenilei în porțiunile menționate, între ele există un anumit defazaj de care trebuie să se țină seama în timpul exploatării tractorului [10].

Funcționarea porțiunii motoare a mecanismului de rulare ca un mecanism bielă-manivelă dezaxat se studiază aplicînd metoda inversiunii [5], se consideră că tractorul este imobil, iar solul se deplasează în sens contrar deplasării acestuia.

Pe baza acestei metode și a notațiilor din figura 1, după transformări, se obține pentru viteza teoretică de deplasare a tractorului relația:

$$v_t = r_m \omega_m \left[\cos \psi + \frac{(h_1 - r_m \cos \psi) \sin \psi}{\sqrt{l^2 - (h_1 - r_m \cos \psi)^2}} \right]. \quad (5)$$

Dezvoltind în serie, după binomul lui Newton, expresia ce dă variație spațiului parcurs de tractor în raport cu timpul, se obține pentru viteză următoarea relație aproximativă:

$$v_t \approx r_m \omega_m \left(\cos \psi + \frac{h_1}{l} \sin \psi - \frac{1}{2} \frac{r_m}{l} \sin 2 \psi \right). \quad (6)$$

Relația (6) va fi folosită în cele ce urmează.

În figura 2 este prezentată porțiunea motoare a mecanismului de

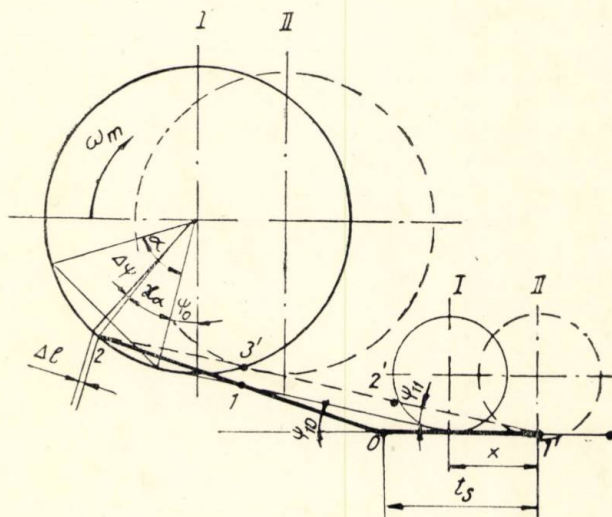


Fig. 2.

ruare în două poziții. Poziția I corespunde momentului cînd rola de sprijin din spate este deasupra unei zale, iar poziția II reprezintă situația în care rola de sprijin este deasupra unei articulații. În situația a II-a în ramura motoare se găsește cu o zală mai mult decît în prima.

Trecerea din poziția I în a II-a este însoțită de o destindere și o întindere bruscă a ramurii motoare a șenilei, iar ca urmare a transformării liniei frînte 1', 0, 1, 2 în linia dreaptă 1', 2', 3', 2, apare o diferență de lungime Δl . Pe arcul de cerc $\Delta \psi_1$ corespunzător anulării jocurilor din articulațiile zalelor din ramura întinsă a șenilei, roata motoare se va roti liber, adică fără să transmită forță la șenilă.

Alungirea Δl se calculează cu relația [6]:

$$\Delta l = t_s (1 - n_1 + \sqrt{1 + n_1^2 - 2n_1 \cos \psi_1}), \quad (7)$$

iar arcul $\Delta \psi_1$, va fi:

$$\Delta \psi_1 = \frac{t_s}{r_m} \left(1 - n_1 + \sqrt{1 + n_1^2 - 2n_1 \cos \psi_1} \right). \quad (8)$$

Mărimea unghiului ψ_1 și numărul de zale n_1 corespund întinderii ramurii motoare a șenilei după trecerea rolei de sprijin din spate peste articulație.

Jocul anulat prin întinderea ramurii motoare a șenilei este:

$$\delta = (n_1 + 1) \delta_1, \quad (9)$$

iar arcu corespunzător $\Delta \psi_2$ va fi:

$$\Delta \psi_2 = \frac{n+1}{r_m} \delta. \quad (10)$$

Arcul total pe care roata motoare se va roti liber este suma celor două arce:

$$\Delta \psi = \Delta \psi_1 + \Delta \psi_2 \quad (11)$$

Ca urmare a faptului că la trecerea rolei de sprijin din spate peste articulație (vezi figura 1) numărul de zale din ramura motoare a șenilei se mărește cu încă una, iar la intrarea în angrenare a unei zale numărul zalelor va fi cel inițial, lungimea l a ramurii motoare (a bieiei mecanismului bielă-manivelă dezaxat) este variabilă. De acest lucru se va ține seama la aplicarea relației (6).

Pentru a pune în evidență mai bine cele prezentate se introduce un coeficient κ , de neconcordanță între intrarea unei zale în angrenare și trecerea rolei de sprijin din spate peste articulație. Pentru coeficientul κ se stabilește după o serie de transformări următoarea relație de calcul, pe baza notațiilor din figurile 1 și 2:

$$\kappa = 1 - \frac{l_1}{t_s} - \frac{r_m}{t_s} \sin \psi + \frac{1}{t_s} \sqrt{l^2 - (h_1 - r_m \cos \psi)^2}, \quad (12)$$

unghiul ψ avînd valori corespunzătoare intrării unei articulații în angrenare.

Coeficientul κ poate lua valori cuprinse între 0 și 1. Cînd κ este egal cu 0 sau cu 1, numărul de zale din ramura motoare a șenilei rămîne neschimbat. Acest lucru este favorabil în exploatare, deoarece cînd lungimea l a bilei se schimbă brusc apar șocuri care suprasolicită organele tractorului.

Ținînd seama de cele prezentate, lungimea l se va calcula cu relația:

$$l = \begin{cases} n_1 t_s & \text{pentru } \psi_0 \leq \psi \leq \psi_0 + \kappa \alpha; \\ (n_1 + 1) t_s & \text{pentru } \psi_0 + \kappa \alpha + \Delta \psi \leq \psi \leq \psi_0 + \alpha. \end{cases} \quad (13)$$

Cînd $\psi_0 + \kappa \alpha \leq \psi \leq \psi_0 + \kappa \alpha + \Delta \psi$, roata motoare parcurge unghiul $\Delta \psi$ calculat cu relația (11).

Fenomenele cinematice descrise se petrec cînd roata motoare se rotește cu unghiul α și se repetă periodic, perioada fiind chiar timpul corespunzător parcurgerii unghiului α .

La stabilirea relațiilor de calcul s-a considerat viteza unghiulară ω_m , ca fiind constantă.

2. Determinarea parametrilor mișcării ținînd seama de masele agregatului.

Masele agregatului, tractor-remorcă (mașină agricolă) în mișcare de rotație și în mișcare de translație se reduc la axul roții motoare, aplicînd principiile reducerii maselor și momentelor de inerție la un element al mașinii [1, 4, 5].

Considerind că toate momentele de inerție și masele agregatului sînt reduse la roata motoare, iar legăturile sînt rigide, întreg agregatul se prezintă sub forma unui model dinamic cu doi volanți. În figura 3 este prezentat modelul dinamic corespunzător rotirii roții motoare cu unghiul ψ cuprins între ψ_0 și $\psi_0 + \alpha$ și între $\psi_0 + \alpha + \Delta\psi$ și $\psi_0 + \alpha$, iar în figura 4 este modelul dinamic pentru parcurgerea unghiului $\Delta\psi$.

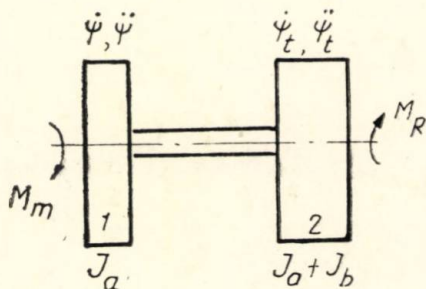


Fig. 3.

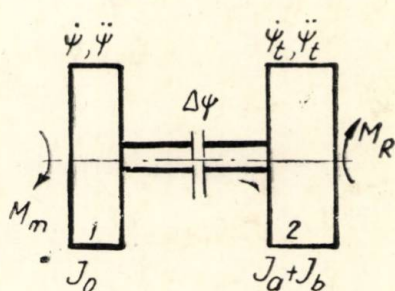


Fig. 4.

Pentru modelul dinamic din figura 3 se admite că $M_m = M_R$, iar pentru cel din figura 4 situația se prezintă astfel: la volantul 1 momentul de torsiune M_m are o anumită valoare și momentul rezistent $M_R = 0$, pentru volantul 2 situația este inversă. Momentele M_m și M_R au valoarea egală cu cea avută cînd $\psi = \psi_0 + \alpha$.

Ecuția de echilibru dinamic pentru modelul din figura 3 este:

$$M_m + J_o \ddot{\psi} = M_R + (J_a + J_b) \ddot{\psi}_t. \quad (14)$$

Avînd în vedere relația (6) se scrie că:

$$\psi_t = \psi \left(\cos \psi + \frac{h_1}{1} \sin \psi - \frac{1}{2} \cdot \frac{r_m}{1} \cdot \sin 2\psi \right) \text{ și } \dot{\psi} = \omega_m. \quad (15)$$

După integrarea ecuației (14) și efectuarea tuturor transformărilor viteza unghiulară $\dot{\psi}$ a volanului 1 este:

$$\dot{\psi} = \dot{\psi}_0 \frac{J_o - (J_a + J_b) U_o}{J_o - (J_a + J_b) U} \quad (16)$$

unde $\dot{\psi}_0 = \frac{\pi n_n}{30 i_{tr}}$; este viteza unghiulară medie a roții motoare;

$$u_o = \cos \psi_o + \frac{h_1}{1} \sin \psi_o - \frac{1}{2} \cdot \frac{r_m}{1} \cdot \sin 2\psi_o,$$

$$u = \cos \psi + \frac{h_1}{1} \sin \psi - \frac{1}{2} \cdot \frac{r_m}{1} \sin 2\psi.$$

Prin derivarea relației (16) se obține accelerația unghiulară a volanului 1:

$$\ddot{\psi} = \dot{\psi}_o^2 (J_a + J_b) \frac{[J_o - (J_a + J_b) U_o]^2}{[J_o - (J_a + J_b) U]^3} \cdot u_1, \quad (17)$$

$$\text{unde } u_1 = \frac{h_1}{l} \cos \psi - \sin \psi - \frac{r_m}{l} \cos 2 \psi.$$

Pentru modelul dinamic din figura 4 se scriu următoarele ecuații de echilibru:

$$M_m - J_o \ddot{\psi} = 0; \quad (18)$$

$$M_R + (J_a + J_b) \ddot{\psi}_t = 0. \quad (19)$$

Din ecuațiile (18) și (19) se obține:

$$\ddot{\psi} = \frac{M_m}{J_o} \quad (20)$$

$$\ddot{\psi}_t = -\frac{M_R}{J_a + J_b} \quad (21)$$

Prin integrarea relațiilor (20) și (21) și efectuarea calculelor se obține:

$$\dot{\psi}_2 = \sqrt{\dot{\psi}_1^2 + 2 \frac{M_m}{J_o} \Delta \psi}. \quad (22)$$

$$\dot{\psi}_t^2 = \sqrt{\dot{\psi}_t^2 - 2 \frac{M_R}{J_a + J_b} \Delta \psi}. \quad (23)$$

În relațiile (22) și (23) cu indicele 1 s-a notat momentul începerii destinderii ramurii motoare a șenilei ($\psi = \psi_o + \alpha$), iar cu 2 momentul terminării întinderii acestei ramuri ($\psi = \psi_o + \alpha + \Delta \psi$).

Cînd roata motoare parcurge arcul $\Delta \psi$ se consideră că vitezele unghiulare $\dot{\psi}$ și $\dot{\psi}_t$ variază liniar, lucru ce este pus în evidență prin relațiile (20) și (21) care dau accelerațiile unghiulare corespunzătoare și în care M_m , M_R , J_o , J_a și J_b sînt constante.

Relațiile de calcul stabilite sînt valabile pentru tractoare pe șenile cu roțile motoare amplasate în spate și cu suspensie semielastică.

Mărimile din relațiile (16) și (17) nu depind de momentul de torsiune transmis ci numai de masele sistemului și de funcțiile u și u_1 , spre deosebire de cele din relațiile (20) și (21) care sînt direct proporționale cu momentul transmis și invers proporționale cu momentele de inerție ale agregatului.

Din cele prezentate se observă că vitezele $\dot{\psi}$, $\dot{\psi}_t$ și accelerațiile $\ddot{\psi}$, $\ddot{\psi}_t$ sînt periodic variabile, lucru ce explică apariția solicitărilor variabile periodice și a șocurilor în organele tractoarelor cu șenile chiar la deplasarea pe terenuri fără denivelări.

S-au întocmit calcule teoretice pentru tractorul S-650, pe baza datelor determinate experimental și a celor luate din desene.

În figura 5 este prezentată variația vitezei unghiulare $\dot{\psi}$ cînd este cuplată treapta a 3-a de viteză, iar în figura 6 este indicată variația

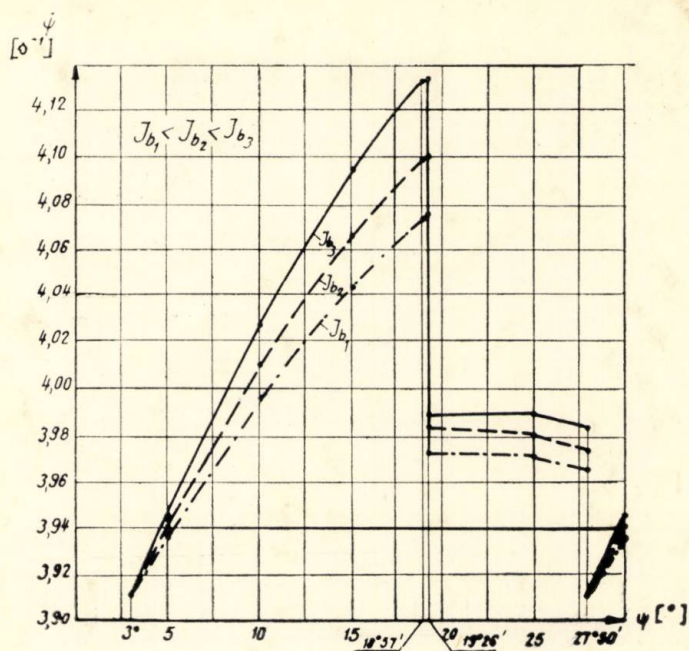


Fig. 5.

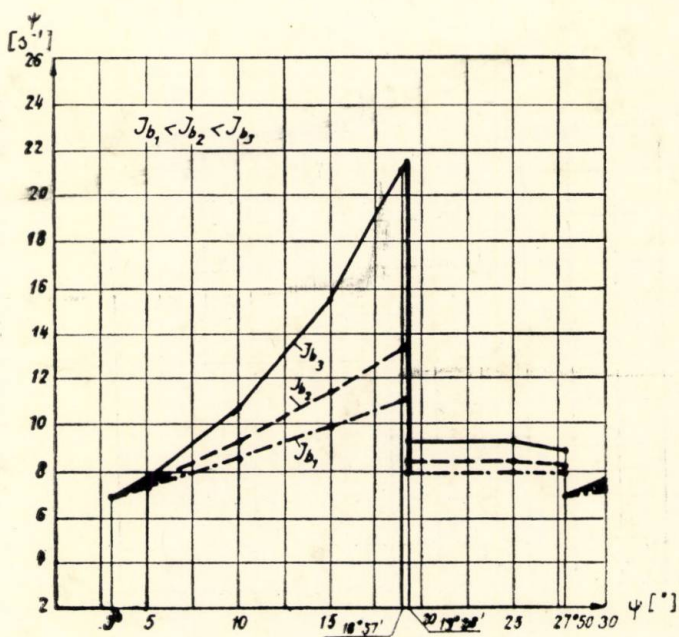


Fig. 6.

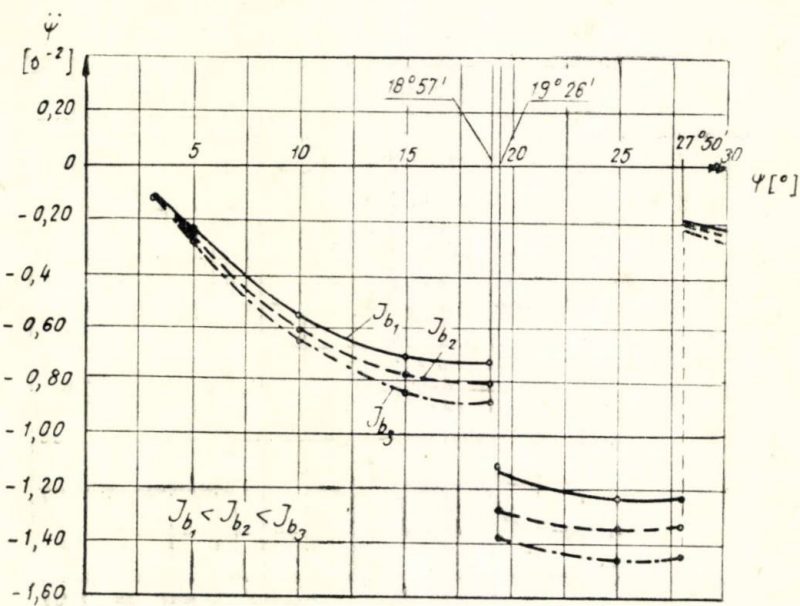


Fig. 7.

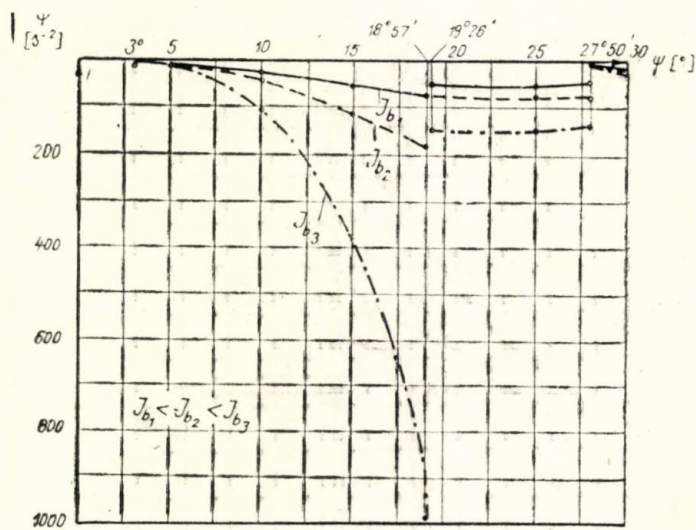


Fig. 8.

vitezei ψ pentru treapta a 5-a. Din graficele ce dau variația vitezei ψ se observă că aceasta crește când ψ crește de la 3° la $18^\circ 57'$ momentul trecerii rolei de sprijin din spate peste articulație, variază liniar când $18^\circ 57' < \psi < 19^\circ 26'$, după aceea viteza ψ scade brusc, deoarece lungimea ramurii motoare s-a mărit brusc cu pasul unei zale. Când intră o nouă zală în angrenare la $\varphi = 27^\circ 50'$, lungimea ramurii motoare se scurtează cu pasul unei zale și viteza unghiulară ψ va avea valoarea ce a avut-o la $\psi = 3^\circ$. Acest proces se repetă periodic.

Așa cum rezultă din figura 5 și 6 se vede că vitezele unghiulare cresc cu creșterea momentelor de inerție J_0 , astfel încît la $\psi = 18^\circ 57'$ există diferențe însemnate între valorile lui ψ .

Variațiile vitezelor unghiulare ψ sînt însoțite de variații corespunzătoare ale accelerațiilor unghiulare $\dot{\psi}$, așa cum se observă și din figurile 7 și 8. La variațiile bruște ale vitezelor sînt salturi foarte înalte de accelerații. Intrarea unei articulații în angrenare cu roata motoare și trecerea rolei de pe o zală pe alta determină accelerații considerabile și ca atare șocuri dure. Creșterea momentelor de inerție J_b , duce la mărirea valorilor absolute ale accelerațiilor unghiulare cu cantități foarte mari. Astfel, așa cum se vede din figura 8, la treapta a 5-a de viteze, accelerația unghiulară $\dot{\psi}$ crește de la valori apropiate de 0 la valori de 980 [s⁻²]. Dacă în timpul exploatării tractorului se ajunge ca numitorul relației (17) să se anuleze, adică $J_0 = (J_a + J_b)u$, atunci $\psi \rightarrow \infty$.

Din graficele prezentate în figurile 5, 6, 7, 8 se observă că la un număr mic de zale în ramura motoare modificările vitezelor unghiulare și a accelerațiilor corespunzătoare sînt mai pronunțate decît la un număr mai mare.

Neconcordanța între intrarea unei zale în angrenare și trecerea rolei de sprijin din spate peste articulație duce la mărirea frecvenței șocurilor, față de situația în care această neconcordanță nu există, adică la $\kappa = 0$ sau $\kappa = 1$.

Deci, prin construcție este necesar să se prevadă un număr mai mare de zale în ramura motoare a șenilei, iar coeficientul κ să fie egal cu unitatea.

Relațiile prezentate în lucrare, precum și graficele, explică existența și frecvența mare a șocurilor din organele tractorului pe șenile [2, 3, 4, 5, 6, 10]. Cercetările experimentale efectuate de autor demonstrează că sarcinile dinamice din organele tractorului S-650, variază periodic așa cum se indică în această lucrare.

Bibliografie

- [1]. I. I. ARTOBOLVSKI: *Teoria mecanismelor și a mașinilor*. Editura tehnică, 1955, București.
- [2]. V. M. KULIKOV: *O rabote veduscego uciastko hodovoi sistemî gusenicinogo traktora*. Mehanizatii elektrificatii selscogo hoitiaistva. Celeabinskii Institut. Lucrări vol. 28, 1967.
- [3]. E. D. LVOV: *Teoria tractora*. Mașghiz, 1960.
- [4]. M. I. MEDVEDEV: *Gusenicinoe zaŭeplenie traktorov*. Mașghiz, Moskva, 1959.
- [5]. GH. NIȚESCU și col.: *Tractoare*. E.D.P. București, 1968.
- [6]. GH. NIȚESCU: *Teoria, calculul și construcția tractoarelor și vehiculelor pe șenile*. Vol. I. Teoria O.S., 1957.
- [7]. GH. PERES: *Mersul neuniform al mecanismului cu șenile*. Comunicare susținută la sesiunea științifică a cadrelor didactice din I. P. Brașov, februarie 1970.
- [8]. GH. PERES: *Forțele care acționează în arcul de angrenare al șenilei cu roata motoare*. Studii și cercetări de mecanică agricolă. Vol. V, nr. 3, 1971.
- [9]. S. WOELKE: *Kinematics and dynamics of a trak chain*. Agric. Eng. Res. 1968, 12 (2), 168—196.
- [10]. N. S. ZABAVNICOV: *Osnovi teorii transportnih gusenichih mašin*. Izdatelistvo. Mașinostroe-nië. Moskva, 1968.

BULETINUL UNIVERSITĂȚII DIN BRAȘOV
Seria A — Mecanică aplicată — Construcții de mașini
Vol. XIV — 1972

**Construcția de mașini și tehnologia prelucrării
materialelor**

★

BULLETIN OF THE UNIVERSITY OF BRAȘOV
Series A — Applied Mechanics — Machine Building
Vol. XIV — 1972

Machine building and material working technology

★

BULLETIN DE L'UNIVERSITÉ DE BRAȘOV
Serie A — Mécanique appliquée — Construction de machines
Vol. XIV — 1972

**Construction de machines et la technologie
d'usinage des matériaux**

★

MITTEILUNGEN DER UNIVERSITÄT ZU BRAȘOV
Serie A — Angewandte Mechanik — Maschinenbau
Band XIV — 1972

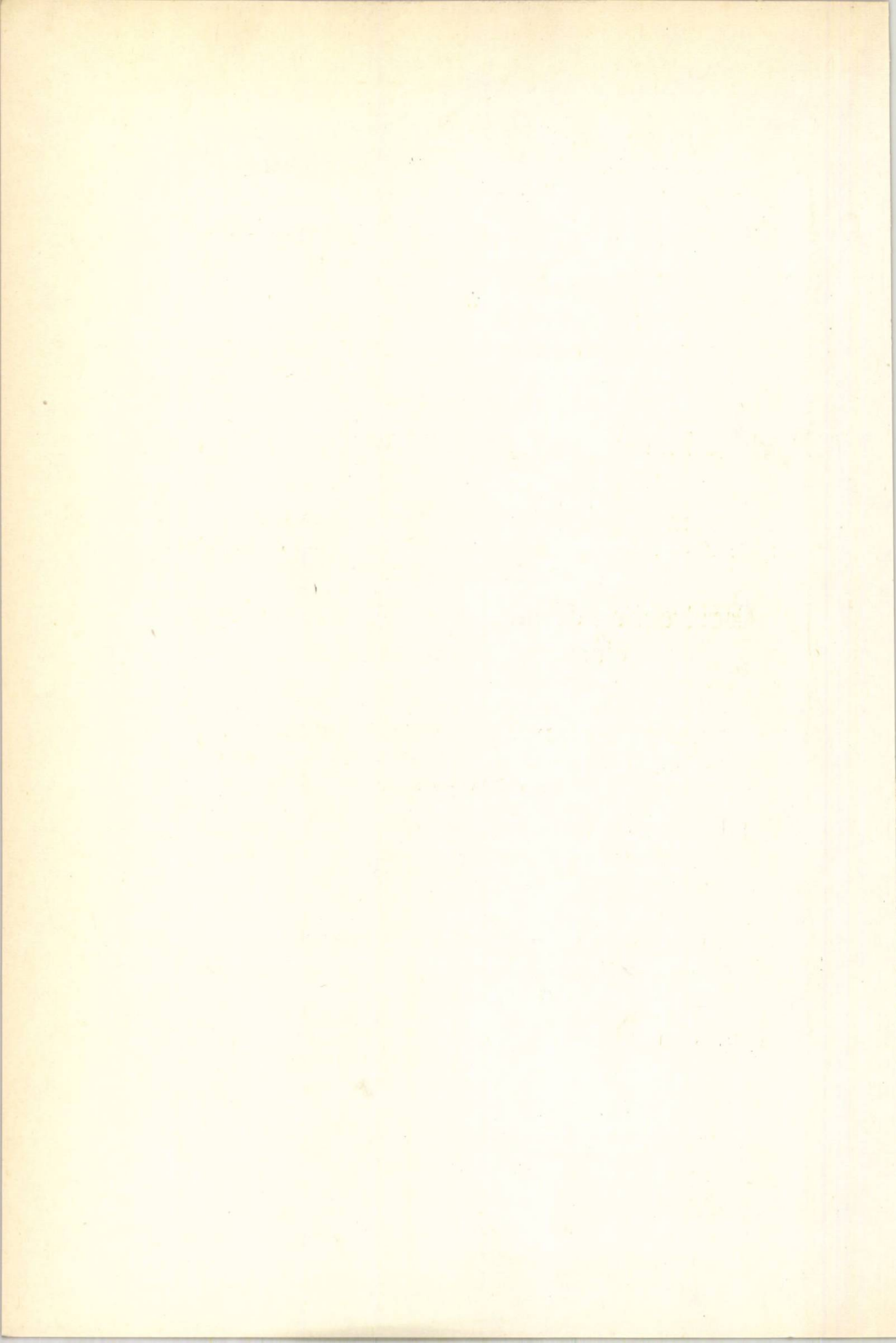
**Maschinenbau und Technologie der Bearbeitung
von Werkstoffen**

★

ИЗВЕСТИЯ БРАШОВСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
Серия А — Прикладная механика — Машиностроение
Том XIV — 1972

**Машиностроение и технология обработки
материалов**

★



INFLUENȚA FACTORILOR TEHNICO-ECONOMICI AI PROCESULUI TEHNOLOGIC ASUPRA MĂRIMII UNGHIELUI DE GOL AL CAMEI-DISC UTILIZATA ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI-UNELTE AUTOMATE (I)

GH. BONCOI

În lucrare, care este prima parte, se studiază influența calitativă a productivității reale, tehnologice și coeficientului de utilizare a mașinii asupra mărimii unghiului de gol al camei-disc la automatele din grupa I. De asemenea se prezintă sintetic schemele cinematice structurale ale principalelor grupe de automate.

Se fac recomandări pentru proiectarea și exploatarea automatelor. Partea a doua a lucrării va fi publicată ulterior și va trata aceleași probleme dar referitoare la automatele din grupele II și III.

This article which represents the first part of the work treats of the qualitative influence of real technological productivity and coefficient factors (utilisation coefficient) of machines on the dimensions of the hole angle of the disc cam in Ist group automatic machines. It also presents in a synthetic manner the kinematic structural design of the main group of automatic machines.

We offer some recommendations for the design and operation of automatic machines.

The second part of the work will be published later. It will deal with the same problem but it will refer to the II and III group automatic machines.

În literatura de specialitate [2], [3], [4], [5], [6] se studiază influența diferiților factori asupra productivității reale a mașinilor-unelte.

Vom înțelege prin unghi total de gol al unei came-disc standard [1] unghiul de rotire al acesteia în decursul căruia organul de lucru sau de gol al mașinii (acționat de cama respectivă) nu va produce așchiere, deci nu va genera o mișcare de lucru. În unghiul total de gol se realizează toate mișcările de gol dependente și independente de sistemul de comandă [1] dintr-un ciclu de funcționare al automatului.

1. *Structurile cinematice ale strungurilor automate.* După modul de execuție a mișcărilor de gol, strungurile automate cu sistem mecanic de comandă de tip arbore de distribuție pot fi:

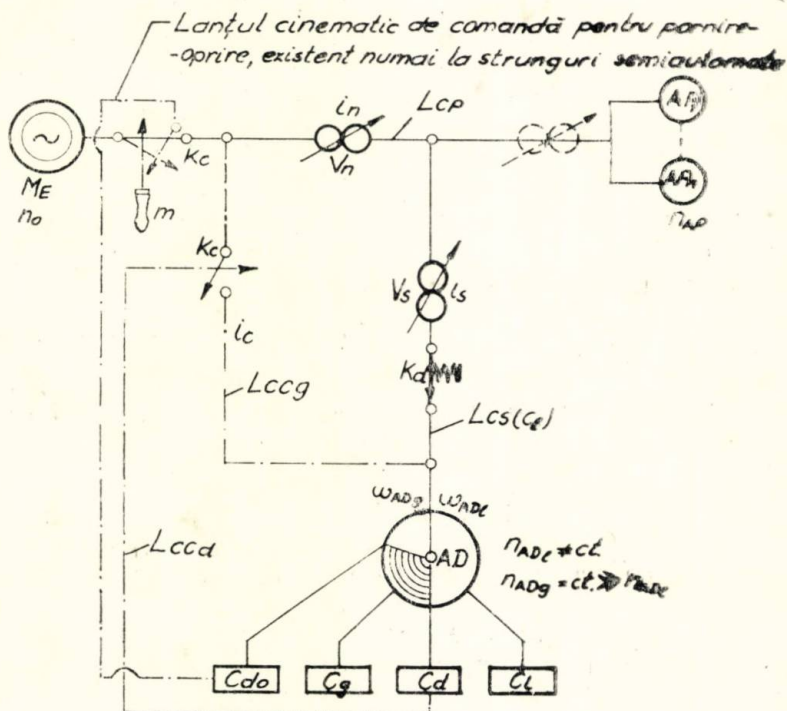
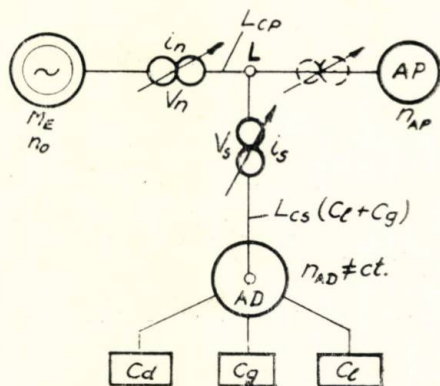


Fig. 1 și 2.

A. *Grupa 1* — Strunguri automate cu un arbore de distribuție cu turație înceată, a cărei schemă cinematică structurală este prezentată în figura 1.

Caracteristica cinematică esențială a acestei grupe de automate se exprimă $n_{AD} \neq ct$ sau $V_{cg} = V(V_{cl}) \neq ct$ odată cu modificarea reglării.

B. *Grupa II* — Strunguri automate cu un arbore de distribuție cu turație înceată și rapidă. Automatele din această grupă se construiesc în două variante: a) AD cu turație rapidă constantă și b) AD cu turație rapidă variabilă. Schemele cinematice structurale ale celor două variante de automate sînt prezentate — pentru varianta a) în figura 2 iar pentru varianta b) în figura 3.

Caracteristicile cinematice esențiale ale acestei grupe de automate sînt — pentru varianta a) $n_{ADg} = ct \gg n_{ADl} \neq ct$ sau $V_{cg} = ct \gg V_{cl} \neq ct$ odată cu reglarea, b) $n_{ADg} = n(n_{ADl}) \neq ct$ sau $V_{cg} = V(V_{cl}) \neq ct$ odată cu reglarea și $n_{ADg} \gg n_{ADl}$ sau $V_{cg} \gg V_{cl}$.

C. *Grupa III* — Strunguri automate cu arbore de distribuție și arbore de distribuție auxiliar. Automatele acestei grupe se construiesc în trei variante: a) AD cu turație înceată variabilă și ADA cu turație rapidă constantă, b) AD cu turație înceată variabilă și ADA cu turație rapidă variabilă, c) AD cu turație înceată variabilă și turație rapidă constantă și ADA cu turație rapidă constantă. Schemele cinematice structurale ale celor trei variante de automate sînt prezentate — pentru varianta a) în figura 4, varianta b) în figura 5 și varianta c) în figura 6.

Caracteristicile cinematice esențiale ale acestei grupe de automate sînt — pentru varianta a) $n_{ADA} = ct \gg n_{AD} \neq ct$ odată cu reglarea sau $V_{cgADA} = ct > V_{cgAD} \neq ct \gg V_{cl} \neq ct$ odată cu reglarea, b) $n_{ADA} \neq ct \gg n_{AD} \neq ct$ sau $V_{cgADA} \neq ct > V_{cgAD} \neq ct \gg V_{cl} \neq ct$, c) combinația variantelor a) și b).

2. *Elementele și ipotezele de calcul.* Elementele de calcul sînt definite în lucrările [1], [2], [5]. Productivitatea tehnologică k , pe lângă faptul că descrie productivitatea procesului tehnologic și deci a mașinii-unelte ideală, ea mai definește și complexitatea procesului tehnologic. O mașină-unealtă dată este echipată cu un număr determinat de organe de lucru (săni, suport, capete revolver, pinole și păpuși port-arbori principali etc.). Din considerente tehnico-economice, numărul acestora este limitat la cîteva săni, suport etc., pentru o mașină-unealtă dată (max. 9). Pentru o mașină-unealtă dată, numărul de operații compuse și deci gradul de concentrare (sau de divizare) a procesului tehnologic depinde de numărul de organe de lucru ale mașinii. Cum $t_i = \sum_{i=1}^n t_{ii}$, n și deci k va depinde implicit de numărul de organe de lucru ale mașinii și de gradul de suprapunere a mișcărilor. Cu cit un proces tehnologic

este mai complex cu atât t_{li} și n vor crește, deci t_l va crește iar k va scăde; se constată o variație inversă între k și complexitatea procesului tehnologic. Deci valoarea lui k poate să descrie complexitatea procesului tehnologic. Dar un număr mare de faze componente ale procesului tehnologic n nesuprapuse, implică un număr mare de mișcări de gol m nesuprapuse care definesc pe de o parte numărul de organe de gol ale mașinii iar pe de altă parte mărimea lui t_g . Cum $T = t_l + t_g$ rezultă că mărimea perioadei ciclului de funcționare al automatului definește complexitatea procesului tehnologic, variind în același sens. Coeficientul η de utilizare a mașinii pe lângă faptul că definește gradul de continuitate al prelucrării, el mai descrie și complexitatea procesului tehnologic, depinzând de t_l și T . Cu cât complexitatea procesului tehnologic este mai mare cu atât gradul de continuitate a prelucrării crește și deci va crește și η . Productivitatea reală Q a mașinii-unelte depinzând de k și η , implicit ea depinde de gradul de complexitate al procesului tehnologic. Cu creșterea gradului de complexitate a procesului tehnologic crește și Q , variațiile nefiind proporționale.

Ipoteze de calcul. Se consideră procese tehnologice cu diferite grade de complexitate care se execută pe același automat dintr-o grupă dată și pe automate din diferite grupe, în perioada unui ciclu de funcționare se obține o singură piesă finită, se iau în considerare numai timpii de gol, diferitele curbe de profilare a camei-disc standard se intersectează în puncte distincte.

3. *Influența factorilor tehnico-economiici asupra mărimii unghiului de gol la automatele din grupa I.* Se consideră un proces tehnologic care se realizează cu ajutorul unui complet de came pe strunguri automate din grupele I, II, III. Pentru prelucrarea completă a unei piese vor fi necesare n mișcări de generare nesuprapuse, m mișcări de gol nesuprapuse, p mișcări de generare suprapuse și r mișcări de gol suprapuse. Fie α_i — unghiul de rotire a AD pentru realizarea mișcării de lucru i nesuprapusă, α_k — unghiul de rotire a AD pentru realizarea mișcării de lucru k suprapusă, β_{lj} (β_{jid}) — unghiul de rotire a AD pentru executarea mișcării de gol j independentă de sistemul de comandă nesuprapusă, β_{2j} (β_{jd}) — unghiul de rotire a AD echivalent rotirii ADA cu 2π rad. în decursul căruia ADA generează mișcarea j de gol nesuprapusă dependentă de sistemul de comandă, β_{1l} (β_{lid}) — unghiul de rotire a AD pentru executarea mișcării de gol l suprapusă independentă de sistemul de comandă, β_{2l} (β_{ld}) — unghiul de rotire a AD echivalent rotirii ADA cu 2π rad. în decursul căruia ADA generează mișcarea de gol l suprapusă dependentă de sistemul de comandă, — unghiul de rotire a AD sau echivalent rotirii ADA cu 2π rad în decursul căruia se generează toate mișcărilor de gol dependente de sistemul de comandă, β_{id} — unghiul de rotire a AD sau echivalent rotirii ADA cu 2π rad în decursul căruia se generează toate mișcărilor de gol independente de sistemul de comandă.

Observînd funcționarea reală a automatelor din grupele I și II rezultă ciclograma reală de funcționare a acestora, figura 7 a, iar cea a automatelor din grupa III în figura 8 a; grupînd și separînd unghiurile de rotire a AD corespunzătoare mișcărilor de lucru de cele de gol, rezultă ciclograma teoretică de funcționare a acestor automate prezentată în figura 7 b și 8 b.

Din ciclograma, figura 7, rezultă că:

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \sum_i \alpha_i; \beta = \sum_j \beta_j = \beta_d + \beta_{id}; \alpha' = \sum_k \alpha_k; \\ \alpha_k &\neq \alpha_i; \beta' = \sum_l \beta_l; \beta_l \neq \beta_j, \end{aligned} \right\} (1)$$

iar din ciclograma, figura 8, rezultă următoarele relații:

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \sum_{i=1}^{n'} \alpha_i; \alpha' = \sum_{k=1}^{p'} \alpha_k; \alpha_k \neq \alpha_i; \\ \beta_{1III} &= \beta_{id} = \sum_{j=1}^{m_{id}} \beta_{1j}; \beta'_{1III} = \beta'_{id} = \sum_{l=1}^{r_{id}} \beta_{1l}; \beta_{1j} \neq \beta_{1l}; \\ \beta_{2III} &= \beta_d = \sum_{j=1}^{m_d} \beta_{2j}; \beta'_{2III} = \beta'_d = \sum_{l=1}^{r_d} \beta_{2l}; \beta_{2j} \neq \beta_{2l}; \\ \beta_{III} &= \beta_{1III} + \beta_{2III} = \beta_{id} + \beta_d; \alpha + \beta_{III} = 2\pi; \\ m_{id} + m_d &= m; r_{id} + r_d = r. \end{aligned} \right\} (2)$$

Unghiurile α' și β' trebuie să îndeplinească condițiile:

$$\alpha' \leq \alpha; \beta' \leq \alpha + \beta. \quad (3)$$

Fiecare dintre cele $n+p$ mișcări de lucru va fi materializată printr-o curbă de profilare pe o camă-disc standard și va fi generată de curba de lucru respectivă; fiecare dintre cele $m+r$ mișcări de gol va fi materializată printr-o curbă de profilare pe o camă-disc standard și va fi generată de curba de gol respectivă. Unghiul de gol

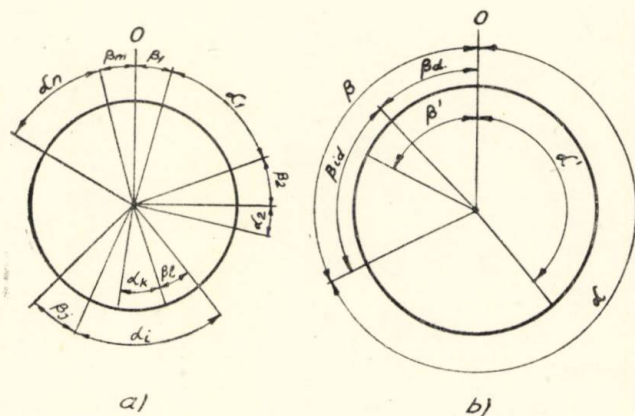


Fig. 7.

dependent de sistemul de comandă β_d va fi egal cu suma de forma:

$$\beta_d = \sum_{j=1}^m (\beta_a + \beta_s + \beta_r)_j, \quad (4)$$

intrucit în fiecare unghi $(\beta_i)_j$ se va executa cel puțin cîte o mișcare de gol nesuprapusă sau suprapusă, sau altfel spus peste fiecare unghi $(\beta_i)_j$ se va suprapune cel puțin cîte un unghi $(\beta_a)_k$, $(\beta_s)_k$ sau $(\beta_r)_k$. Unghiul de gol minim independent de sistemul de comandă β_{id} va fi egal cu suma de forma :

$$\beta_{id \min} = \beta_{a \ 1 \ id} + \beta_{r \ mid}, \quad (5)$$

intrucit în fiecare unghi $(\beta_i)_l$ se va executa cel puțin cîte o mișcare de gol suprapusă sau nesuprapusă, sau altfel spus peste fiecare unghi de gol $(\beta_i)_l$ se va suprapune cel puțin cîte un unghi $(\beta_a)_k$, $(\beta_s)_k$ sau $(\beta_r)_k$.

Pe baza schemelor cinematice structurale, ciclogramelor de funcționare, folosind elementele de calcul din teoria productivității automatelor [2], [5], caracteristicilor cinematice ale fiecărei grupe și variantă de automat au fost stabilite următoarele dependențe ale unghiului de gol în funcție de parametrii tehnico-economi ai procesului tehnologic :

Pentru automatele din grupa I:

$$\left. \begin{aligned} \beta_I &= 2\pi \frac{t_{gl}}{T} = 2\pi n_{AD} \operatorname{tg} I = 2\pi Q_I \operatorname{tg} I; \\ \beta_I &= 2\pi \frac{k \cdot \operatorname{tg} I}{1 + k \cdot \operatorname{tg} I}; \\ \beta_I &= 2\pi \frac{k - Q_I}{k}; \\ \beta_I &= 2\pi \frac{k - Q_I}{Q_I} \eta_I. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

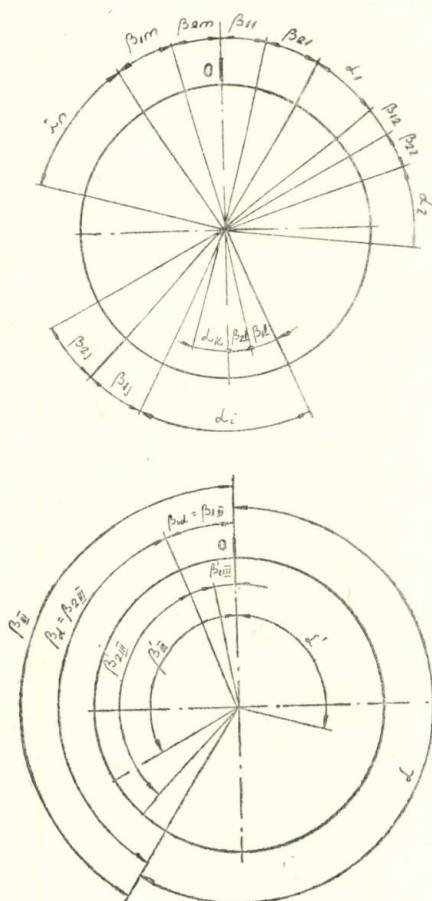


Fig. 8.

Pentru automatele din grupa II:

$$\left. \begin{aligned} \beta_{II} &= 2\pi n_{ADg} \frac{k - Q_{II}}{k \cdot Q_{II}}; \\ \beta_{II} &= 2\pi n_{ADg} \frac{1 - \eta_{II}}{Q_{II}}; \\ \beta_{II} &= \alpha \frac{1 - \eta_{II}}{\eta_{II}} \frac{n_{ADg}}{n_{ADI}}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Pentru automatele din grupa III:

$$\left. \begin{aligned} \beta_d &= -\frac{\omega_{ADA}}{\omega_{AD}} \beta_{id} + \omega_{ADA} \left(\frac{2\pi}{\omega_{AD}} - \frac{1}{k} \right); \\ \beta_d &= -\frac{\omega_{ADA}}{2\pi Q_{III}} \beta_{id} + \omega_{ADA} \frac{k - Q_{III}}{k \cdot Q_{III}}; \\ \beta_d &= -\frac{\omega_{ADA}}{2\pi k \cdot \eta_{III}} \beta_{id} + \omega_{ADA} \frac{1 - \eta_{III}}{k \cdot \eta_{III}}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Având în vedere marea diversitate de procese tehnologice ce se execută pe un automat dat, cele trei grupe de automate și variantele lor și faptul că diferitele tipuri de automate au caracteristici cinematice și economice diferite rezultă că toți parametrii care intră în formulele de mai sus pot fi variabili. Din mulțimea de diagrame posibile [1] conform relațiilor de mai sus, interes prezintă cele care exprimă variații neliniare.

Din diagrama figura 9 rezultă că un automat dat din grupa I, la care posibilitățile de suprapunere a diferitelor mișcări sînt limitate, cu creșterea complexității procesului tehnologic, deci cu creșterea numărului de mișcări de lucru nesuprapuse n și deci creșterea volumului de muncă necesar t_l , productivitatea tehnologică k scade și totodată numărul mișcărilor de gol nesuprapuse m crește. Ca o consecință a acestui fapt simultan vor crește atât numărul unghiurilor de gol competente cît și timpul total de gol t_{g1} . Deoarece $\beta_1 = \beta_d + \beta_{id} = ct$ această condiție poate fi realizată numai prin micșorarea fiecărui unghi de gol nesuprapus, component al lui β_1 .

La diferite tipuri de automate din grupa I, pe care se execută procese tehnologice diferite care impun structuri diferite ciclurilor de funcționare și care necesită volume de muncă diferite ($t_l \neq ct$), deci care realizează productivități tehnologice diferite ($k \neq ct$) unghiul total

de gol β precum și fiecare unghi de gol component al acestuia variază de la un tip de automat la altul. Chiar pentru un automat din grupa I dat, existent, condiția de comparație $\beta_1 = ct$ impusă în [2], este ideală, deoarece practic $\beta_1 \neq ct$. Chiar și numai condiția $\beta_d = ct$ este realizabilă în cazuri cu totul particulare, adică atunci cînd procesele tehnologice ce

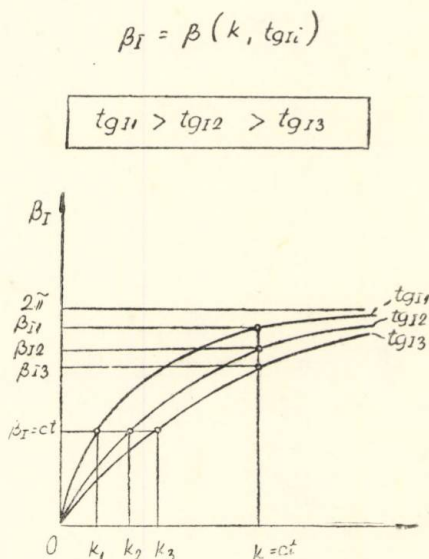


Fig. 9.

se execută pe automatele din grupa I necesită mișcări de gol dependente de sistemul de comandă identice. Ori o exploatare eficientă a automatelor din grupa I în condiții reale de producție presupune realizarea unei diversități mai mari de procese tehnologice care determină structuri diferite ale ciclurilor de funcționare a automatelor și deci $\beta_d \neq ct$. Ca urmare și unghiurile de gol componente vor varia odată cu tipul automatului.

Procesele tehnologice simple, care necesită un număr mic de mișcări de lucru nesuprapuse n deci un volum de muncă t_l redus și deci care oferă o productivitate tehnologică k mare, ca o consecință a acestui fapt necesită un număr mic de mișcări de gol nesuprapuse m. Totuși pentru astfel de procese tehnologice, rezultă un unghi total de gol β_l mare, întrucît unghiul total de lucru α este mic și $\beta_l = 2\pi - \alpha$. Unghiul total de gol β_l mare pentru un număr redus de mișcări de gol nesuprapuse m rezultă datorită faptului că în β_l va fi inclus unghiul de gol pentru repausul inferior β_i al tuturor organelor de lucru și de gol acționate de întregul complet de came.

Deci în astfel de cazuri, în ciclograma de funcționare a automatului, respectiv a completului de came va apare un unghi β_i nesuprapus peste unghiuri de forma $\alpha, \beta_1, \beta_2, \beta_3$ și dec o subperioadă de inactivitate a întregului automat în decursul perioadei de funcționare a acestuia. Ca urmare și timpul total de gol t_{gI} va fi mare deoarece va include și timpul de inactivitate al automobilului. Ca o consecință va rezulta o productivitate reală redusă și deci o utilizare inefficientă economic a automatului și deci a completului de came.

Din diagrama figura 10 rezultă că atît pentru un automat dat pe care se execută diferite procese tehnologice cît și pentru diferite tipuri de automate din grupa I caracterizate prin diferite productivități tehnologice k și prin diferite productivități reale Q_l , unghiul total de gol β_l este variabil atît ca structură cît și ca mărime a fiecărui unghi de gol

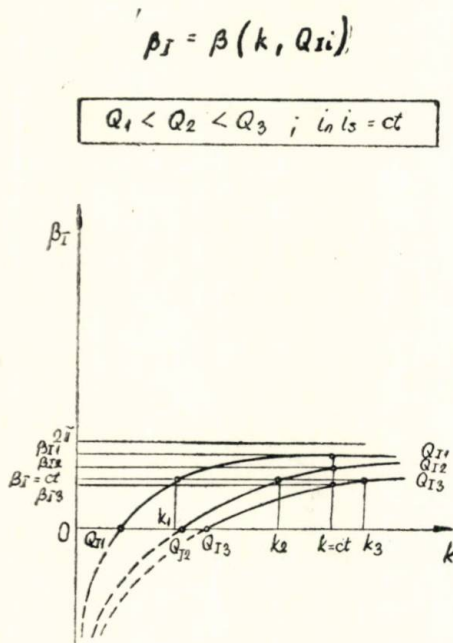


Fig. 10.

component. Un automat din grupa I este cu atît mai eficient economic cu cît productivitatea reală Q_l este mai mare, ceea ce se poate realiza: fie prin mărirea simultană a celor doi factori ai produsului ($k \cdot \eta_l$), fie prin mărirea lui k și menținerea lui η_l constant, fie prin mărirea lui k în așa măsură încît prin micșorarea lui η_l produsul ($k \cdot \eta_l$) să crească.

Însă mărirea atât a lui Q_I cât și a lui k implică mărirea lui β_I , care conduce la mărirea timpului total de gol t_{gI} și deci la micșorarea lui Q_I .

Această contradicție a modului de influențare a lui β_I asupra lui Q_I se rezolvă prin suprapunerea unghiurilor de gol, în special independente de sistemul de comandă (β_{id}) și a unor unghiuri dependente de sistemul de comandă (β_d) mărimile acestora nemaiinfluențând asupra mărimilor lui k și Q_I .

Din diagrama, figura 11, rezultă că variația coeficientului de utilizare a completului de came η_I în intervalul (0,1) este provocată atât de complexitatea procesului tehnologic, de numărul de mișcări de lucru n nesuprapuse și deci de unghiul α cât și de numărul de mișcări de gol m nesuprapuse și deci de unghiul β_I — componente ale ciclului de funcționare al automatului. Un complet de came și deci un strung automat este cu atât mai eficient din punct de vedere economic cu cât $\eta_I \rightarrow 1$.

Cu creșterea complexității procesului tehnologic, necesitînd un volum mare de muncă rezultă că η_I crește și ca urmare unghiul total de gol trebuie să scadă. Dar procesele tehnologice complexe care necesită un volum mare de muncă — t_I — oferă productivității tehnologice k mici, care impun micșorarea lui β_I și deci conduc la t_{gI} mici și ca o consecință crește η_I . Pe de altă parte procesele tehnologice complexe cu un număr mare de mișcări de lucru n nesuprapuse, necesită un unghi α mare și ca urmare un număr mare de mișcări de gol m nesuprapuse deci un unghi total de gol β_I mare, deci un t_{gI} mare și η_I mic. Această contradicție se rezolvă prin mărirea reglării ($i_n \cdot i_s$) care va conduce la micșorarea lui t_{gI} deci la mărirea lui η_I .

Procesele tehnologice din ce în ce mai complexe realizabile pe un automat echipat cu un complet de came, care oferă coeficienți de utilizare a completului η_I din ce în ce mai mari, necesită unghiuri totale de gol β_I tot mai mari, variabile odată cu η_I , k , Q_I . Diferitele tipuri de automate din grupa I caracterizate prin structuri diferite ale ciclului de funcționare deci prin complete de came diferite și ca urmare prin

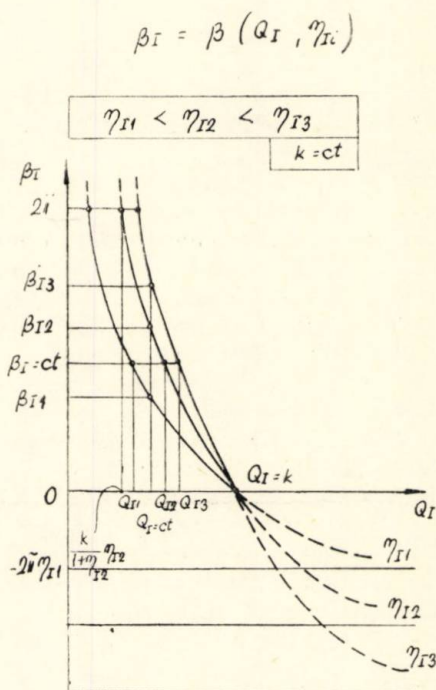


Fig. 11.

mărimi η_i , k , Q_i , $(i_n \cdot i_s)$ diferite, necesită unghiuri totale de gol β_I diferite. Mărirea lui η_I se realizează prin mărirea unghiului α sau a unghiului β_I .

Toate diagramele analizate, în care β_I nu variază liniar cu variația argumentului, arată că în domeniul valorilor mari ale variabilelor independente, unghiul β_I variază lent iar în domeniul valorilor mici ale argumentelor, β_I variază brusc (la variații mici ale argumentului corespund variații mari ale lui β_I). Conform [2], [5] domeniul rațional de utilizare a automatelor din grupa I este cel al valorilor mari ale lui k , Q_i , η_i ceea ce implică variații mici ale unghiului β_I pentru variații mari ale argumentului. Rezultă că numai variații suficient de mari ale mărimilor k , Q_i , η_i , conduc la variații mari ale unghiului total de gol β_I . Deoarece practic domeniul de utilizare al acestei grupe de automate este relativ restrâns și ca urmare variațiile mărimilor k , Q_i , η_i sînt relativ mici, rezultă că, variațiile acestor mărimi influențează în mică măsură mărirea unghiului total de gol β_I .

Concluzii

1. Eficiența economică a unui automat din grupa I crește odată cu micșorarea unghiului total de gol β_I al întregului complet de came și deci cu micșorarea fiecărui unghi de gol component. Metoda principală de reducere a lui β_I constă în micșorarea lui β_d prin micșorarea fiecărui unghi de gol component nesuprapus. Mărimile unghiurilor de gol suprapuse, corespunzătoare funcțiunilor standard suprapuse nu influențează asupra eficienței economice a automatului. Ca urmare în anumite condiții impuse de funcționarea mașinii, unghiurile de gol suprapuse pot fi mărite iar atunci cînd o funcțiune standard impune un unghi de gol mai mare decît cel admisibil, acea funcțiune standard trebuie suprapusă în ciclul de funcționare al mașinii.

2. Unghiul total de gol β_I al completului de came cît și unghiurile componente β_d și β_{id} variază odată cu complexitatea procesului tehnologic, scăzînd odată cu creșterea complexității acestuia. Ca urmare condiția de comparație $\beta_I = ct$ menționată în literatura de specialitate [2] nu poate fi respectată decît în cazuri cu totul particulare.

3. La diferitele tipuri de automate din grupa I care au cicluri de funcționare cu structuri diferite, deci care vor necesita unghiuri totale de lucru α diferite, unghiul total de gol β_I este variabil și anume crește odată cu creșterea unghiului α .

4. Unghiul total de gol β_I scade odată cu creșterea productivității reale Q_i a automatului respectiv. Reducerea influenței negative a mărimii unghiului β_I asupra mărimii productivității reale Q_i se face prin mărirea turăției n_{AD} , respectiv prin mărirea reglării $(i_n \cdot i_s)$. Ca urmare atunci cînd condițiile reale de funcționare a automatului impun unghiuri β_I mari și cînd se urmărește mărirea productivității reale a automatului, trebuie să se mărească turăția n_{AD} .

5. Avînd în vedere că domeniul rațional de utilizare al automate-
lor din grupa I, este cel al valorilor mari ale lui k și Q_i rezultă că va-

riații mari ale parametrilor din formulele lui β_1 conduc la variații relativ mici ale unghiului total de gol β_1 . Ca urmare variația mărimii unghiului total de gol β_1 va influența în mică măsură eficiența economică a automatelor din această grupă și deci nu trebuie acordată o atenție deosebită calculului mărimii acestui unghi.

Bibliografie

- [1]. BONCOI, GH.: *Contribuții la studiul legilor de profilare a sectoarelor de gol ale camelor disc utilizate în construcția de mașin-unelte*. Teză de doctorat, Institutul politehnic Brașov, 1971.
- [2]. JÄGER, H.: *Beitrag zur steuerung von Einspindel-Drehautomaten*. Diss. T. H. Stuttgart, 1964.
- [3]. JÄGER, H.: *Stand und Entwicklung des Drehautomatenbaus*. Werkstattstechnik 57 (1967), H. 9, pag. 436—441.
- [4]. JÄGER, H.: *Nebenzeit und Steuersystem bei mechanisch gesteuerten Einspindel-Drehautomaten*. Werkstattstechnik, 55 (1965), H. 6, 7 pag. 257—236, pag. 325—328.
- [5]. SAUMEAN, G. A.: *Avtomati i avtomaticheskie linii*. Moskva, Mașghiz, 1961.
- [6]. SAUMEAN, G. A.: *Mașini automate*. București, Ed. Tehnică, 1957.



INFLUENȚA ERORIÎ RAPORTULUI DE TRANSMITERE ASUPRA PRECIZIEI DE PRELUCRARE A ROȚILOR DINȚATE PE MAȘINILE DE RECTIFICAT ACȚIONATE PRIN ARBORE ELECTRIC

E. MARGA

Printre erorile care caracterizează precizia prelucrării mecanice a mașinilor de rectificat roți dințate, un rol important îl joacă eroarea raportului de transmitere provocată de utilizarea arborelui electric pentru antrenarea melcului abraziv și a piesei de rectificat.

În lucrare se arată că arborele cu două motoare de antrenare prezintă erori ale raportului de transmitere mai mici ca la utilizarea arborelui cu un singur motor de antrenare și ca urmare pentru acționarea mașinilor de rectificat se preferă arborele simetric.

Parmi les erreurs qui caractérisent la précision de l'usinage mécanique des roues dentées par l'utilisation des machines à rectifier, l'erreur du rapport de transmission représente une influence considérable. Elle est déterminée par l'utilisation de l'arbre électrique qui entraîne le disque-meule et la pièce à rectifier. L'étude de cette erreur impose la connaissance des processus dynamiques de l'arbre

et l'influence des paramètres qui peuvent diminuer cette erreur.

On a déterminé l'expression de l'erreur relative du rapport de transmission, en fonction des déviations des vitesses de rotation favorisées par les chargements variables. En écrivant la fonction de transfert de la différence des vitesses angulaires des deux parties de l'arbre, par rapport au chargement unilatéral de l'arbre, et en utilisant la transformée inverse de Laplace, on obtient la différence des vitesses angulaires en fonction de temps. La différence maximale des vitesses angulaires des deux parties de l'arbre est une mesure de l'erreur maximale du rapport de transmission et elle détermine les méthodes à diminuer les valeurs numériques de cette erreur. Par conséquent, on y propose l'utilisation de l'arbre électrique symétrique à moments d'inertie accrus.

Il est nécessaire d'éviter, à tout prix, l'utilisation de l'arbre électrique à un seul moteur d'entraînement et à moments d'inertie dont les valeurs diffèrent considérablement.

Introducere

Dintre mașinile de rectificat roți dințate un interes din ce în ce mai mare îl prezintă mașinile care folosesc pentru rectificare melcul

abraziv. Aceste mașini generează dantura întocmai ca mașinile de frezat dantura cu freză melc, însă cu ghidajele înclinabile.

Una dintre problemele importante ale acestor mașini rezidă în echilibrarea perfectă a pietrei melc abraziv, întrucât la o echilibrare nesatisfăcătoare apar vibrații care influențează negativ precizia și calitatea suprafeței danturii rectificate. Vibrațiile se datoresc și faptului că pentru realizarea legăturii cinematice între melcul abraziv și roată-piesă, legătura trebuind să fie cinematic rigidă, se folosesc angrenaje. Pentru prevenirea vibrațiilor ultimele tipuri de mașini de rectificat cu melc abraziv, înlocuiesc legătura cinematică mecanică, prin arbore electric.

Ca și la alte mașini-unelte și la mașinile de rectificat roți dințate cu melc abraziv trebuie să se realizeze un raport de transmitere foarte precis între turațiile organelor finale. Întrucât eroarea raportului de transmitere prezintă o importanță mare la mașinile de unelte, lucrarea de față are drept scop determinarea acestei erori în cazul folosirii arborelui electric pentru acționarea melcului abraziv și al roții-piesă.

1. Influența erorii raportului de transmisie asupra preciziei de prelucrare a roților dințate, pe mașinile de rectificat acționate prin arbore electric

Mașinile de rectificat roți dințate care folosesc drept sculă pentru rectificarea melcului abraziv, reclamă menținerea riguros constantă a raportului între turația melcului abraziv n_s și turația n_p a piesei, adică a roții ce se rectifică.

Dintre soluțiile utilizate la acționarea mașinilor de rectificat roți dințate cu melc abraziv, acționarea prin arbore electric se dovedește mai eficientă. În acest caz, acționarea melcului abraziv și a piesei se face prin motoare electrice acționate prin arbore electric. La încărcări constante, cu cupluri constante, ale axului port-sculă și ale axului port-piesă, turațiile sculei și piesei se mențin în raport constant $i = \frac{n_{so}}{n_{po}}$

La arborele electric, datorită faptului că motoarele principale MP sînt identice și motoarele auxiliare MA de asemenea identice, turațiile celor două părți ale arborelui n_1 și n_2 se mențin constante în regim staționar. Dacă se notează cu $i_1 = \frac{n_{1o}}{n_{so}}$ raportul de transmitere între turația părții 1 a arborelui electric și turația sculei — melcul abraziv — și cu $i_2 = \frac{n_{2o}}{n_{po}}$ raportul de transmitere între turația părții 2 a arborelui electric și turația piesei (figura 1), atunci raportul de transmitere $i = \frac{n_{so}}{n_{po}}$ devine:

$$i = \frac{n_{so}}{n_{po}} = \frac{n_{1o}}{n_{2o}} \cdot \frac{i_2}{i_1} \quad (1)$$

Întrucît în regim staționar, turațiile celor două părți ale arborelui sînt egale $n_{10} = n_{20}$, relația (1) rezultă de forma:

$$i = \frac{i_2}{i_1} \quad (2)$$

Deoarece încărcările ΔMr ale celor două grupe de mașini ale arborelui nu se mențin constante, atunci în regim dinamic turațiile celor două părți ale arborelui nu mai rămîn constante și ca urmare, raportul de transmitere i variază. Variația raportului de transmitere determină o micșorare a preciziei de prelucrare pe mașinile de rectificat. Întrucît eroarea dată de variația raportului de transmitere poate ajunge la valori

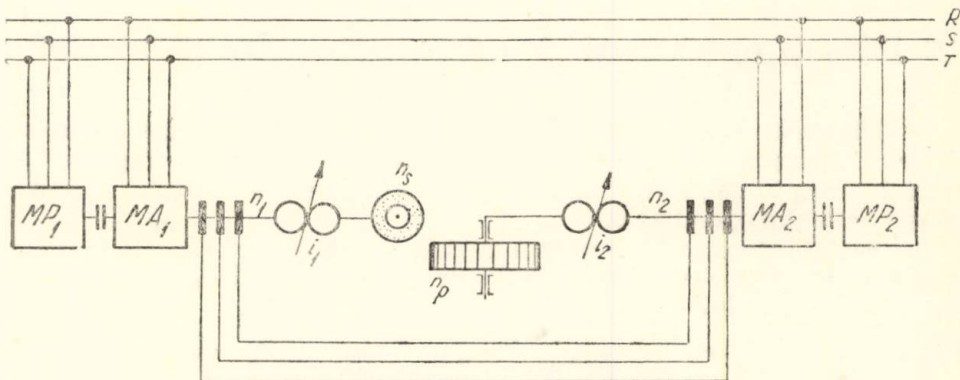


Fig. 1.

importante, cunoașterea mărimii erorii, precum și a metodelor de micșorare a acesteia, reprezintă o problemă importantă de studiu a preciziei de prelucrare mecanică pe mașinile de rectificat.

Diferențiind relația (1) se obține:

$$di = \frac{i_2}{i_1} \left[\frac{\partial}{\partial n_1} \left(\frac{n_1}{n_2} \right) dn_1 + \frac{\partial}{\partial n_2} \left(\frac{n_1}{n_2} \right) dn_2 \right] = \frac{i_2}{i_1} \left(\frac{dn_1}{n_2} - \frac{dn_2}{n_1} \right) \quad (3)$$

Împărțind relația (3) prin relația (1) rezultă:

$$\frac{di}{i} = \frac{dn_1}{n_1} - \frac{dn_2}{n_2} \quad (4)$$

sau sub forma diferențelor finite:

$$\frac{\Delta i}{i} = \frac{\Delta n_1}{n_1} - \frac{\Delta n_2}{n_2} \quad (5)$$

Deoarece în condiții normale de funcționare a unei mașini de rectificat rapoartele $\frac{\Delta n_1}{n_1}$ și $\frac{\Delta n_2}{n_2}$ nu trebuie să depășească $\pm 5\%$, atunci cu aproximație se poate scrie:

$$\frac{\Delta i}{i} = \frac{\Delta n_1 - \Delta n_2}{n_{10}} = \frac{\Delta n}{n_{10}} = \frac{\Delta n}{n_{20}} \quad (6)$$

pentru că în regim staționar $n_{10} = n_{20}$.

Eroarea de calcul determinată de folosirea relației (6) este de maximum 1,24 % din eroarea reală obținută din relația exactă (5), ceea ce demonstrează posibilitatea utilizării cu mare eficiență a relației (6).

Calculul erorii raportului de transmitere se face atât pentru arborele simetric (cu două motoare de antrenare) cât și pentru arborele nesimetric (la distanță).

Pentru calculul erorii raportului de transmitere este necesară cunoașterea diferenței turațiilor n_1 și n_2 sau mai convențional diferența vitezelor unghiulare Ω_1 și Ω_2 a celor două părți ale arborelui electric în regim tranzitoriu la încărcarea inegală și variabilă în timp a axului portsculă și a axului port-piesă.

2. Diferența vitezelor unghiulare ale celor două părți ale arborelui electric simetric în regim tranzitoriu

Diferența vitezelor unghiulare ale celor două părți ale arborelui electric, diferență dată de încărcarea unilaterală a arborelui față de turația de mers în gol, se obține din ecuațiile de mișcare în regim dinamic, folosind calculul operațional.

Funcția de transfer a vitezei unghiulare Ω_1 a grupului 1 de mașini care antrenează melcul abraziv, față de încărcarea ΔM_{r1} a grupului 1 [2] în cazul arborelui simetric este:

$$Y_{\Omega_{11}}(\lambda) = \frac{\Delta\Omega_{11}(\lambda)}{\Delta M_{r1}(\lambda)} = \frac{\Theta\lambda^2 + d_p\lambda + C_a}{\Theta\lambda^3 + 2\Theta d_p\lambda^2 + (2\Theta C_a + d_p^2)\lambda + 2C_a d_p} = \frac{\lambda}{\Theta\lambda^2 + d_p\lambda + 2C_a} + \frac{C_a}{(\Theta\lambda^2 + d_p\lambda + 2C_a)(\Theta\lambda + d_p)} \quad (7)$$

Funcția de transfer a vitezei unghiulare Ω_2 a grupului 1 de mașini care antrenează roata-piesă, față de încărcarea ΔM_{r1} a aceluiași grup 1 este:

$$Y_{\Omega_{21}}(\lambda) = \frac{\Delta\Omega_{21}(\lambda)}{\Delta M_{r1}(\lambda)} = \frac{C_a}{(\Theta\lambda^2 + d_p\lambda + 2C_a)(\Theta\lambda + d_p)} \quad (8)$$

Funcția de transfer a diferenței vitezelor unghiulare ale celor două părți ale arborelui la încărcarea grupului 1 de mașini este:

$$Y_{\Delta\Omega_1}(\lambda) = Y_{\Omega_{11}}(\lambda) - Y_{\Omega_{21}}(\lambda) = \frac{\Delta\Omega_{11}(\lambda) - \Delta\Omega_{21}(\lambda)}{\Delta M_{r1}} = \frac{\Delta\Omega_1(\lambda)}{\Delta M_{r1}(\lambda)} = \frac{\lambda}{\Theta\lambda^2 + d_p\lambda + 2C_a} \quad (9)$$

La încărcarea grupului 2 de mașini cu ΔM_{r2} funcția de transfer $Y_{\Delta\Omega_1}(\lambda)$ are aceeași expresie ca (9) dacă arborele este simetric.

S-au folosit următoarele notații:

$\Theta_1 = \Theta_2 = \Theta$ — momentul de inerție rezultat al unei părți a arborelui,

$d_{p1} = d_{p2} = d_p = -\frac{\delta M_p}{\delta \Omega}$ — coeficientul de amortizare al arborelui egal cu panta caracteristicii mecanice $M_p = f(\Omega)$ a motorului principal de antrenare [3],

C_a — coeficientul de elasticitate al arborelui [3],

λ — o mărime complexă ce provine de la transformarea Laplace.

Dacă încărcarea $\Delta M_1(t) = \Delta M_{r0}$ variază în formă de treaptă, caz frecvent întâlnit în practică, atunci diferența vitezelor unghiulare $\Delta \Omega(t)$ ca funcție de timp devine:

$$\Delta \Omega(t) = L^{-1} \left[\frac{\lambda}{\Theta \lambda^2 + d_p \lambda + 2C_a} \cdot \frac{\Delta M_{r10}}{\lambda} \right] = L^{-1} \left[\frac{\Delta M_{r10}}{A(\lambda)} \right] \quad (10)$$

Aplicînd teorema întii a descompunerii și ținînd cont că rădăcinile λ_1 și λ_2 ale polinomului caracteristic $A(\lambda)$ sînt complex conjugate, se obține:

$$\Delta \Omega(t) = \frac{\Delta M_{r10}}{\Theta \beta} e^{-\alpha t} \sin \beta t \quad (11)$$

unde:

$\alpha = \frac{d_p}{2\Theta}$ — reprezintă partea reală a rădăcinilor λ_1 și λ_2 , iar

$\beta = \sqrt{\frac{2C_a}{\Theta} - \left(\frac{d_p}{2\Theta}\right)^2}$ — partea imaginară a rădăcinilor λ_1 și λ_2 .

Diferența maximă între vitezele unghiulare este obținută după timpul $t_{\max}$ determinat de anularea derivatei $\frac{d\Omega(t)}{dt} = 0$.

După efectuarea calculelor, $t_{\max}$ rezultă:

$$t_{\max} = \frac{1}{\beta} \arcsin \frac{\beta}{\sqrt{\alpha^2 + \beta^2}} \quad (12)$$

Deoarece în marea majoritate a cazurilor practice $\sigma \ll \beta$, relația (12) capătă forma foarte simplă:

$$t_{\max} \approx \frac{1}{\beta} \cdot \frac{\pi}{2} \quad (13)$$

Înlocuind relația (7) în (5) se obține:

$$\Delta \Omega_{\max} = \Delta \Omega(t_{\max}) = \frac{\Delta M_{r10}}{\sqrt{2C_a \Theta}} \cdot e^{-\frac{\pi}{4} \frac{d_p}{\sqrt{2\Theta C_a}}} \quad (14)$$

Dacă coeficientul de amortizare al motorului principal de antrenare este relativ mic în comparație cu coeficientul de elasticitate C_a și momentul de inerție rezultat Θ atunci rezultă:

$$\Delta \Omega_{\max} \approx \frac{\Delta M_{r10}}{\sqrt{2C_a \Theta}} \quad (15)$$

Întrucît diferența maximă $\Delta \Omega_{\max}$ este o măsură a erorii maxime a raportului de transmitere a turațiilor axului roții-piesă ce trebuie rectificată și a axului melcului abraziv, relația (15) indică mărimile care influențează direct $\Delta \Omega_{\max}$.

Pentru micșorarea erorii transmisiei celor două mișcări de rotație este necesară mărirea coeficientului C_a și a momentului de inerție Θ .

Mărirea coeficientului de elasticitate C_a al arborelui care caracterizează capacitatea de încărcare a mașinilor auxiliare se obține prin supradimensionarea mașinilor auxiliare, iar prin adăugarea unor momente de inerție suplimentare sub formă de volanți pe cele două axe ale arborelui, se obține o mărire a momentului de inerție rezultat Θ .

Pentru mașinile de rectificat sovietice de tipul 5A8-2 și ale firmei elvețiene Reishauer de tipurile NZA și DZA pentru antrenarea melcului abraziv se folosesc motoare de putere $P_{n1} \approx 3 \text{ kw}$ iar pentru antrenarea roții-piesă motoare de putere $P_{n2} \approx 1,1 \text{ kw}$.

Considerînd arborele electric simetric și mașinile auxiliare și principale identice, toate mașini asincrone cu rotorul bobinat de putere $Pr = 3 \text{ kw}$ și turația $n_n = 940 \text{ rot/min}$, rezultă $C_a = 294 \frac{N_m}{\text{rad}}$ și $\Theta = 0,324 N_{ms}^2$, iar $M_n = 30 N_m$.

În prospectele mașinilor de rectificat amintite se menționează că motoarele de antrenare sînt alese după o supradimensionare importantă. Ca urmare, încărcarea maximă a arborelui se poate lua $\Delta M_{r1} = \Delta M_{r2} \approx (0,2-0,3) M_n$. Folosind relația (9) se obține $\Delta \Omega_{\max} = 0,312 \frac{\text{rad}}{s}$ careia îi corespunde $\Delta n_{\max} \approx 3 \text{ rot/min}$ sau în procente față de turația arborelui $\Delta n_{\max}/n_1 \approx 0,3\%$.

Prin mărirea momentelor de inerție la valoarea $\Theta = 3,24 N_{ms}^2$ diferența relativă de turație se poate micșora la $0,1\%$. O micșorare în continuare a diferenței relative de turație a celor două părți ale arborelui, se poate obține prin supradimensionarea în continuare a mașinilor care să poată prelua diferența încărcărilor (cuplurilor rezistente) $\Delta Mr = \Delta M_{r1} - \Delta M_{r2}$ a celor două părți ale arborelui. Astfel se poate ajunge la o eroare de turație de cca. $0,02-0,04$.

Ținînd cont însă că la încărcări egale ale celor două părți ale arborelui, numai motoarele principale de antrenare preiau aceste sarcini, iar variațiile turațiilor celor două părți ale arborelui sînt aceleași, deci diferența turațiilor este nulă, atunci și încărcarea mașinilor auxiliare care preiau diferența încărcărilor celor două părți ale arborelui este mult mai mică decît cea luată în considerare mai sus; rezultă că erorile de turație sînt doar $0,2 \sim 0,5$ din valorile arătate mai sus. Erorile arătate mai sus ar corespunde mașinii de prelucrat roți dințate cu freză melc, mașină antrenată prin arbore electric. La mașinile de rectificat, gradul de neuniformitate al adaosului de prelucrare este mai mic și ca urmare, diferența încărcărilor mașinilor auxiliare este mult mai mică decît valoarea încărcărilor motoarelor principale. Cele arătate pînă acum sînt valabile pentru arborele simetric.

3. Diferența vitezelor unghiulare a celor două părți ale arborelui electric nesimetric în regim dinamic

Dacă arborele electric este antrenat de un singur motor de antrenare, (arbore electric la distanță) atunci [2] se poate scrie că $d_{p2} = 0$. Considerându-se inegalitatea momentelor de inerție Θ_1 și Θ_2 , funcția de transfer a diferenței vitezelor unghiulare ale celor două părți ale arborelui la încărcarea grupului 1 de mașini, se obține o expresie mai complicată decât cea dată de relație (8) și anume:

$$Y \Delta \Omega_1(\lambda) = \frac{\Delta \Omega_{11}(\lambda) - \Delta \Omega_{21}(\lambda)}{\Delta M_{r1}(\lambda)} = \frac{\Theta_2 \lambda^2}{\Theta_1 \Theta_2 \lambda^3 + \Theta_2 d_{p1} \lambda^2 + (\Theta_1 + \Theta_2) C_a \lambda + d_{p1} C_a} \quad (16)$$

iar la încărcarea grupului de mașini 2:

$$Y \Delta \Omega_2(\lambda) = \frac{\Delta \Omega_{12}(\lambda) - \Delta \Omega_{22}(\lambda)}{\Delta M_{r2}(\lambda)} = \frac{\Theta_1 \lambda^2 + d_{p1} \lambda}{\Theta_1 \Theta_2 \lambda^3 + \Theta_2 d_{p1} \lambda^2 + (\Theta_1 + \Theta_2) C_a \lambda + d_{p1} C_a} \quad (17)$$

Prin aplicarea transformatoarelor inverse Laplace relațiile (16) și (17) se obțin expresiile $\Delta \Omega_1(t)$ și $\Delta \Omega_2(t)$ corespunzătoare încărcărilor ΔM_{r1} și ΔM_{r2} .

La antrenarea arborelui electric cu un singur motor de antrenare, chiar și în cazul $\Theta_1 = \Theta_2$ diferențele maxime $\Delta \Omega_{1\max}$ și $\Delta \Omega_{2\max}$ devin mai mici ca în cazul anterior, aceste diferențe crescând cu creșterea diferențelor momentelor de inerție Θ_1 și Θ_2 ; ca urmare, eroarea produsă de raportul de transmitere poate ajunge în anumite cazuri la valori inacceptabile.

Concluzii

Folosirea arborelui electric la acționarea mașinilor-unelte, mai ales la mașinile de rectificat și filetat, face necesar calculul erorilor provocate de raportul de transmitere asupra preciziei de prelucrare. În lucrarea de față se prezintă o metodă originală de calcul a acestei erori precum și posibilitățile de micșorare a valorii ei numerice.

Din cele prezentate se desprind următoarele recomandări:

— utilizarea arborelui electric antrenat de două motoare de antrenare identice;

— supradimensionarea puterii motoarelor de antrenare cu 50%~100% și a mașinilor auxiliare cu 200%~300%;

— obținerea unor momente de inerție mărite a celor două părți ale arborelui prin adăugarea de volanți suplimentari care să mențină însă egalitatea valorilor lor numerice ($\Theta_1 = \Theta_2$).

Respectarea acestor recomandări face ca eroarea raportului între turația sculei și a piesei să scadă sub valoarea celorlalte erori ale rectificării; în anumite condiții, eroarea relativă $\frac{\Delta_i}{i}$ devine neglijabilă comparativ cu celelalte erori. De asemenea se obține și posibilitatea creșterii productivității mașinii.

Bibliografie

- [1]. BOTEZ, E.: *Mașini-unelte. Bazele teoretice ale proiectării. 1. Cinematica*. Editura Tehnică, București, 1969.
- [2]. MARGA, E. și MARGA G.: *Considerații cu privire la acționarea mașinilor-unelte cu arbore electric*. Buletinul I.C.P.E., București, sept. 1970.
- [3]. MARGA, E.: *Studiul oscilațiilor cuplajelor sincrone ale mașinilor-unelte provocate de acționarea prin arbore electric*. Comunicările conferinței din domeniul proceselor și utilajelor de prelucrare la rece. Institutul politehnic Timișoara, 31 oct.—1 nov. 1970, pag. 169—179.

INFLUENȚA PARAMETRILOR TEHNOLOGICI ASUPRA REGIMULUI TERMIC AL MATRIȚELOR LA MATRIȚAREA OȚELULUI ÎN STARE LICHIDĂ

A. MANIU

În lucrare se expun considerațiile privind influența parametrilor tehnologici de bază ai procesului ca: forța de presare, temperatura de preîncălzire a matriței, greutatea și configurația piesei, temperatura de turnare, timpul de menținere a piesei în matriță cu și fără presare, lubrifiantul etc., în procesul de matrițare a pieselor din oțel lichid.

В работе излагаются соображения относительно влияния основных технологических параметров процесса: сила прессования, температура предварительного нагрева матрицы, вес и конфигурация детали, температура литья, время сохранения детали в матрице с прессованием и без прессования, смазывающее вещество и т. д. в процессе штамповки детали из псидкой стали.

Unul din considerentele care încă nu permit extinderea procesului de matrițare a oțelului în stare lichidă (matrițarea în intervalul de cristalizare) este durabilitatea scăzută a sculelor de matrițat. Aceasta se explică prin condițiile destul de grele în care matrițele lucrează, precum și datorită unor parametri tehnologici ai procesului.

Influența unuia sau altuia dintre parametri asupra durabilității matrițelor se manifestă prin schimbarea caracterului stării de tensiune și a regimului termic al funcționării acestora.

În prezenta lucrare se expun considerațiile privind *influența parametrilor tehnologici* de bază ai procesului ca: forță de presare, temperatura de preîncălzire a matriței, greutatea și configurația piesei, temperatura de turnare, timpul de menținere a piesei în matriță cu și fără presare, lubrifiantul etc., în *procesul de matrițare a pieselor din oțel lichid*.

Influența parametrilor tehnologici asupra regimului termic al matriței se apreciază, după temperatura de încălzire a straturilor superficiale ale acesteia.

În figura 1 se arată variația temperaturii matriței în timp, funcție de *forța de presare* (teoretic și experimental), iar în figura 2 variația forței de presare (teoretic și experimental) în timp atunci când se lucrează cu presiune relativ constantă (10—12 da N/mm²) [1].

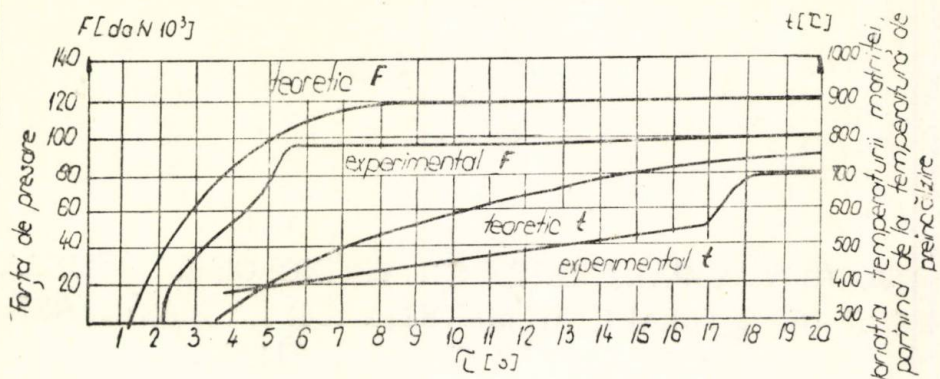


Fig. 1.

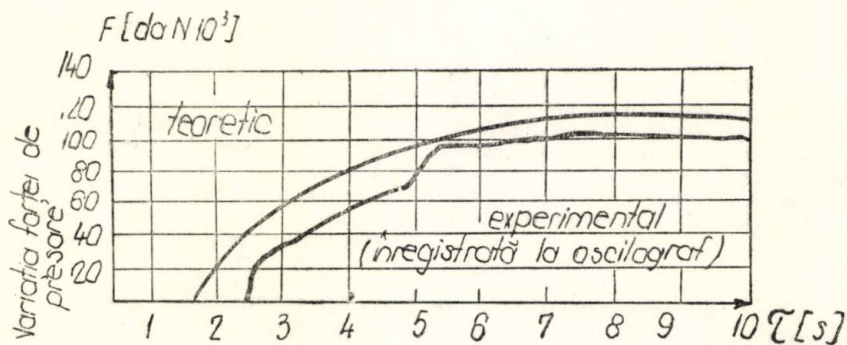


Fig. 2.

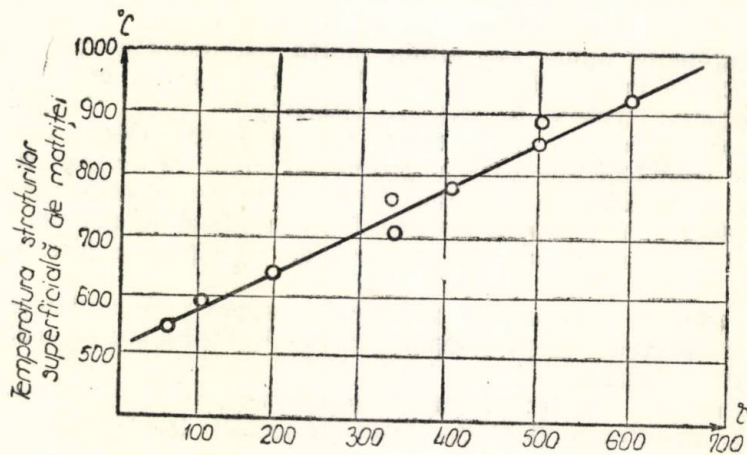


Fig. 3.

Dependența temperaturii de încălzire a straturilor superficiale ale matriței, funcție de *temperatura de preîncălzire* a acesteia înaintea turnării oțelului în locaș și greutatea piesei se poate vedea în figura 3 [1, 2].

Din figură rezultă că odată cu mărirea temperaturii de preîncălzire, se naște o importantă mărire a încălzirii straturilor superficiale (dezavantaj), iar pe de altă parte, micșorează căderea temperaturilor în secțiunea matriței (avantaj).

Influența *temperaturii de turnare* a oțelului asupra straturilor superficiale a matriței, este în funcție de felul și calitatea materialului (fontă sau oțel). Fonta respectiv oțelul s-au turnat în matrița preîncălzită între 350—400°C la temperatura de 1250°C (fontă) și 1580—1600°C (oțel). La această diferență de temperatură (1250—1600), temperatura de încălzire a straturilor superficiale ale matriței crește de la 700°C până la 900°C — figura 4. Supraîncălzirea oțelului peste 1600°C, duce la sudarea pieselor de matriță sau poanson [1, 3].

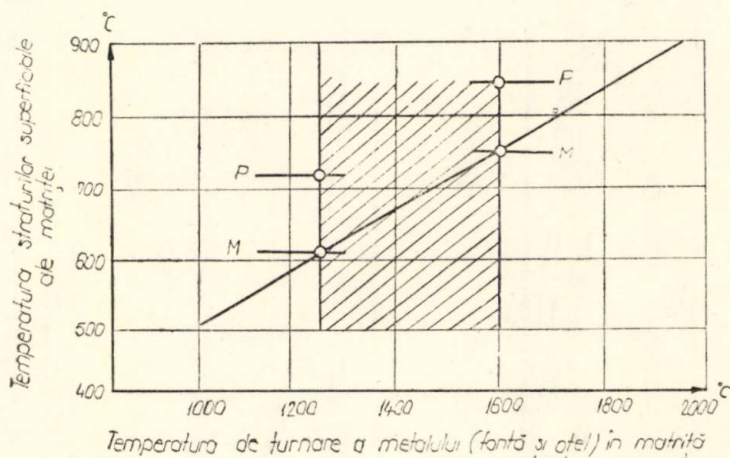


Fig. 4.

Studierea influenței temperaturii de turnare a oțelului asupra temperaturii de încălzire a straturilor superficiale ale poansonului, s-a făcut la matrițarea pieselor sub formă de pahar, butucul satelitului, pinioane etc. [1, 4].

Influența *timpului de menținere* a oțelului în matriță asupra temperaturii stratului superficial a fost determinat teoretic și practic atât în cazul aplicării unui sistem de răcire (figura 5) [1] cât și fără răcire (figura 6) [1]. Paralel a fost determinată și variația temperaturii (teoretic și experimental) externe a acesteia cu aplicarea răcirii (figura 7) [1].

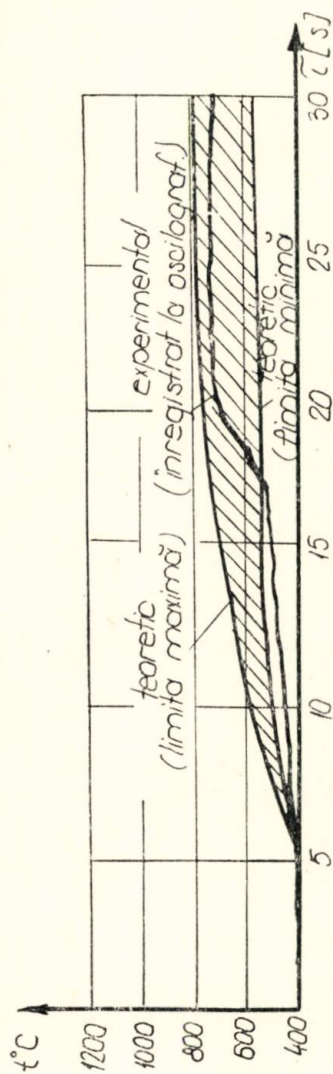


Fig. 5.

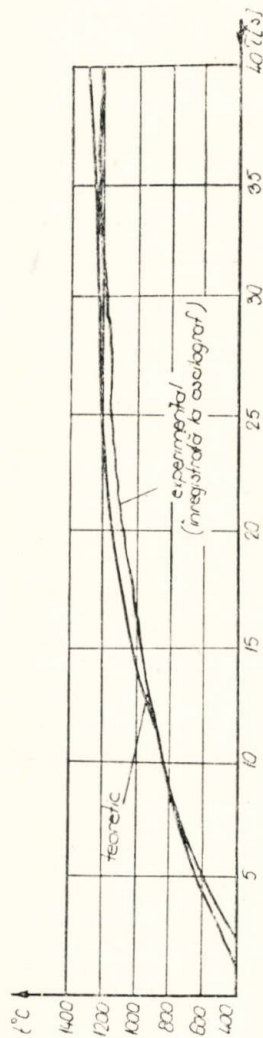


Fig. 6.

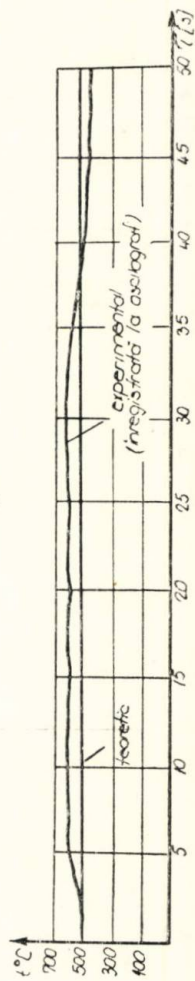


Fig. 7.

Timpul de menținere a oțelului în matriță, în special sub presiune are o influență favorabilă asupra calității pieselor obținute și asupra caracterului de distribuire a temperaturii în secțiunea matriței. Până în prezent valoarea optimă a acestui timp se determină pe cale experimentală pentru fiecare piesă concretă. S-a constatat însă că mărirea prea mult a timpului de menținere a piesei în locașul matriței influențează în mod negativ asupra rezistenței acesteia față de „oboseală” termică [4].

Lubrifiantul care se pune pe partea activă a matriței, formează spațiul intermediar ce desparte piesa de matriță — și el are o mare rezistență. În figura 8 se prezintă variația căderii de temperatură (Δt) în

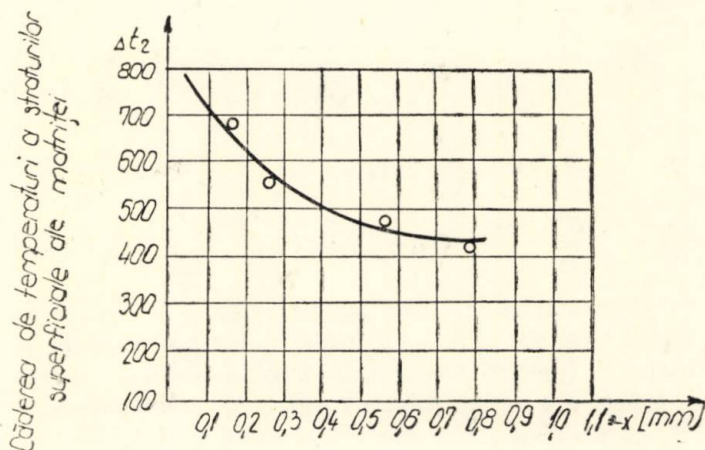


Fig. 8.

secțiunea matriței, în funcție de grosimea stratului de lubrifiant. Iar în figura 9 [1] curbele de răcire pentru piesă (1) și de încălzire pentru matriță (2) la matrițarea unei piese din oțel ($\varnothing 90$ și $h 25$ mm), pentru o anumită grosime a stratului de lubrifiant. Liniile pline arată variația temperaturii teoretice, iar liniile întrerupte determinate experimental.

Cu toată influența pe care o are lubrifiantul asupra temperaturii matriței, este posibil să se negligeze capacitatea de acumulare a căldurii în spațiul intermediar, deoarece capacitatea calorică a acestuia este foarte mică în comparație cu capacitatea calorică a matriței. Din acest considerent, căldura „pierdută” de piesă este „recepționată” de matriță.

În afară de parametrii menționați, regimul termic al matrițelor este determinat și de proprietățile fizice ale materialului, și în cea mai mare parte de conductibilitatea termică a acestuia. O următoare lucrare va face obiectul acestui studiu.

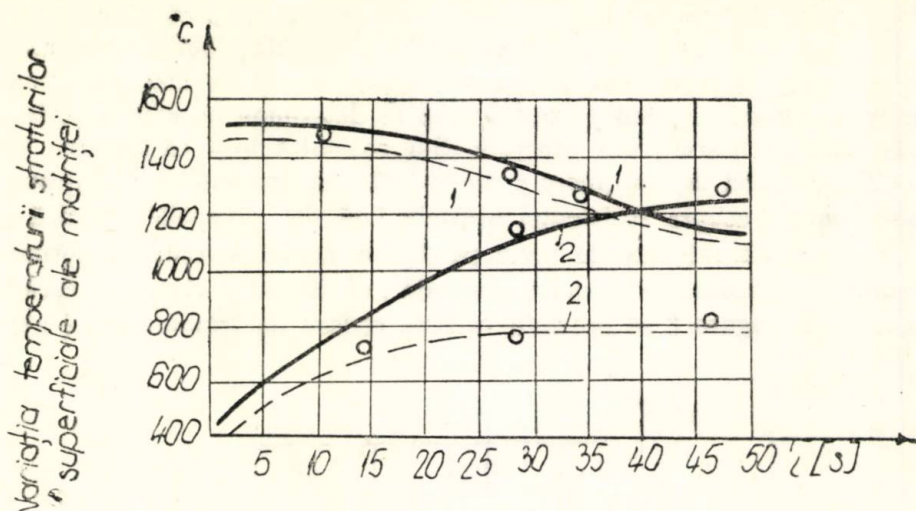


Fig. 9.

Concluzii

Influența parametrilor tehnologici de bază ai procesului de matrițare a oțelului în stare lichidă: presiunea, temperatura de preîncălzire a matriței înaintea turnării oțelului în locașul acesteia, temperatura de turnare a oțelului, greutatea piesei, timpul de menținere a oțelului în locașul matriței, lubrifiantul, respectiv regimul termic al matriței, este o realitate și de ea trebuie ținut cont la realizarea procesului de matrițare.

La matrițarea oțelului în stare lichidă temperatura straturilor superficiale ale matrițelor crește de la 500—1200° C, dacă nu se aplică un sistem de răcire.

Zona de răspîndire a temperaturilor înalte în secțiunea matriței nu depășește 4—5 mm. Căderile de temperatură din secțiune ajung pînă la 100—200°/min, iar vitezele de încălzire pînă la 150—300°/sec.

Bibliografie

- [1]. MANIU, A.: *Contribuții la studiul și cercetarea privind matrițarea oțelului în stare lichidă*. Teza de doctorat, I. P. Brașov, 1970.
- [2]. CERNII, F. ZUBOV, L. A.: *Matrițarea pieselor din oțel lichid*. Kuznecino-ștampovocinoe proizvodstvo, nr. 1, 1965, p. 21—24.
- [3]. ZUBOV, L. A.: *Matrițarea pieselor din oțel lichid*. Tehnologia i organizația proizvodstvo. Naucino proizvod sbornik, U.R.S.S. nr. 2, 1966.
- [4]. MANIU, A.: *Matrițarea din oțel lichid*. Buletinul științific al I. P. Brașov, vol. IX, Sera A, 1967.

CONTRIBUȚII LA CERCETAREA EXPERIMENTALĂ A RIGIDITĂȚII PRESELOR MECANICE DE TIP DESCHIS CU SIMPLĂ ACȚIUNE

I. TUREAC

În lucrare sînt prezentate rezultatele cercetărilor experimentale întreprinse de autor, cu privire la rigiditatea preselor mecanice de tip deschis, cu simplă acțiune. Sînt precizate valorile rigidității batiului și mecanismului mișcării principale și sînt scoase în evidență jocurile existente în mecanismul bielă-manivelă al preselor studiate de autor.

În concluzii sînt date indicații cu privire la caracteristicile de rigiditate ale preselor PELI40 și PELI63 fabricate de Uzinele mecanice Sibiu și se fac recomandări cu privire la modalitățile de îmbunătățire a acestor caracteristici.

In this paper are shown the author's experimental results obtained on simple action open mechanical presses. It contains the values of the rigidity of the frame and the working motion mechanism. The influence on the exploitations of existing free plays in the crank gear of the presses under consideration are also shown.

The longitudinal plays under the static force action in the crank and connectingrod assembly and are shown considerations are made regarding the influence of these upon the kinematics of the press.

The experiments have been made on Romanian presses made at the Mechanical Sibiu Plant.

The paper offers indications about press design and improvements.

1. Considerații generale

Practica îndelungată a exploatării preselor de tip deschis a scos în evidență necesitatea unor rigidități mari la aceste mașini. Problema rigidității devine tot mai importantă, deoarece folosirea presării la rece capătă o răspîndire din ce în ce mai mare nu numai în industria constructoare de mașini dar și alte ramuri, dovedindu-și din plin eficiența. Ca urmare și mașinile pe care urmează să se execute presarea, trebuie să satisfacă condiții suplimentare, printre care cea mai importantă se consideră „caracteristica de rigiditate“.

Rigiditatea preselor nu a constituit prea mult preocuparea cercetătorilor, deoarece pînă nu de mult operațiilor ce se executau pe aceste mașini și semifabricatelor rezultate, nu li se cereau condiții de precizie

și calitate, decît parțial. Nici durabilitatea sculelor și nici randamentul energetic al mașinii nu s-au studiat și nu s-au corelat cu calitatea produsului sau cu gradul de exploatare. Urmările acestor aspecte sînt fie o exploatare incompletă — din dorința de a nu suprasolicita mașina — fie supraîncărcarea acesteia, cu urmările ce decurg de aici. În afară de acestea, trebuie remarcat faptul că cele mai multe dintre construcțiile existente au anumite ansambluri supradimensionate apreciindu-se în mod eronat că astfel se asigură rigiditatea întregii mașini, iar altele sînt subdimensionate. Rezultatul unor astfel de orientări este concretizat fie în mașini foarte grele destinate presării cu forțe mici, fie în mașini de rigiditate mică. Și într-un caz și în celălalt, iese în evidență inoportunitatea proiectării în continuare a unor astfel de prese și necesitatea asigurării valorilor parametrilor garantați încă din faza de proiectare.

În scopul aprecierii exacte a deformațiilor preselor deschise, se pună de date certe care să-i permită aprecierea cît mai exactă a formei, dimensiunilor și caracteristicilor fizico-mecanice ale elementelor ce compun ansamblurile care preiau și transmit forța de presare.

Încercările de a se stabili o relație analitică prin care să se determine dimensiunile necesare pentru o deformare dată, au ca rezultat expresii foarte complicate și inexacte. De aceea, toate metodele propuse pentru calculul săgeților, sînt recomandate numai pentru valori informative.

În scopul aprecierii exacte a deformațiilor preselor deschise, se recurge frecvent la măsurări directe pe prototipuri și pe mașinile din fabricația de serie [1, 2, 4]. Rezultatele măsurărilor sînt folosite pentru compararea cu alte produse similare, pentru a se vedea în ce măsură seria respectivă de prese, are caracteristica de rigiditate mai ridicată decît cea anterioară și pentru orientarea proiectării către forme constructive, și dimensiuni raționale. Pe lîngă acestea, caracteristica de rigiditate indicată în documentația mașinii permite o alegere motivată a acesteia și posibilitatea unei reglări corespunzătoare în vederea executării unor operații de presare.

2. Determinarea experimentală a deformațiilor elastice

2.1. *Metodica folosită pentru încărcarea presei.* Pentru determinarea experimentală a săgeților diferitelor puncte ale mesei și capului presei, s-a procedat la încărcarea acesteia cu forțe avînd valori cuprinse în gama forțelor de lucru.

Pentru încărcare s-a folosit un dispozitiv hidraulic special. Acest dispozitiv fixat pe masa presei, figura 1, în locul sculei, poate asigura încărcarea cu forțe în trepte pînă la forța maximă admisă.

Modul de lucru este următorul: printr-o pompă acționată manual cu maneta 3, agentul motor este debitat din rezervorul 2, în cilindrul de presiune 1. Lichidul din cilindru, sub presiunea p asigurată de pompă, împinge în sus pistonul 5 care acționează asupra berbecului presei.

Presiunea din cilindru se poate urmări la monometrul 4. Cunos-cînd presiunea din cilindru și secțiunea pistonului, se poate ști în per-manență care este forța cu care este încărcată presa.

Etalonarea dispozitivului s-a făcut pe mașina de încerca-re la tracțiune compresivă WPM 11/2612. La presiunea de

$98,1 \cdot 10^3 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$ corespunde o forță

$P = 2493 \text{ N}$. În aceste condiții la $P = 209,10^5 \text{ (N/m}^2\text{)}$ se pot asigura forțele necesare pentru încărcarea oricărei prese din gama fabricată în țara noastră, 63 (kN).

2.2. Modul de încărcare.

Încărcarea s-a făcut cu viteză mică, $v < 0,1 \text{ (m/s)}$, măsurîndu-se deformațiile corespunzătoare fiecărei trepte de încărcare. Presa a fost reglată după cum urmează: distanța dintre masă și berbec maximă, iar berbecul în poziția extremă superioară (punctul mort superior). Placa de supraînălțare a fost îndepărtată de pe masa presei.

2.3. Măsurarea deplasărilor. După ce presa s-a încărcat de cîteva ori cu sarcini variînd de la zero la P , în scopul evitării eventualelor blocări ale berbecului, s-a trecut la determinarea deplasărilor. Pentru măsurare s-au folosit comparatoare cu precizia de $1/100 \text{ mm}$.

Măsurările s-au făcut în punctele indicate în figura 2. Suportii comparatoarelor, s-au fixat în afara mașinii astfel, încît s-au obținut valori absolute ale deplasărilor.

2.4. Rezultatele măsurării. S-au înregistrat atît deplasările mesei, cît și cele ale capului presei. Măsurarea deplasărilor pe batiu și pe berbec separat, a permis aprecierea contribuției mecanismului mișcării principale la deformația totală.

Deplasările datorate deformațiilor elastice pe direcția forței atît pentru batiu, cît și pentru mecanismul mișcării principale, s-au măsurat pe suportul forței la berbec. Astfel deplasarea în centrul mesei, s-a stabilit cu relația:

$$f_m = \frac{f_1 + f_2}{2},$$

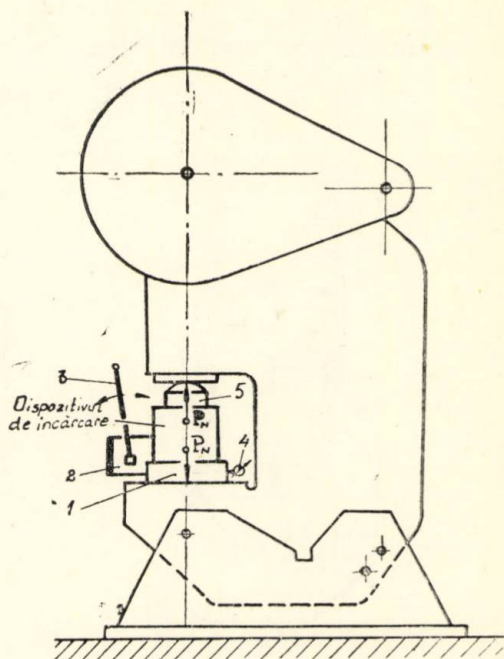


Fig. 1.

deplasarea capului batiului cu relația:

$$f_c = \frac{f_3 + f_4}{2},$$

iar deformația mecanismului mișcării principale:

$$f_{mp} = \frac{f_5 + f_6 + f_7 + f_8}{4} - \sum j_i$$

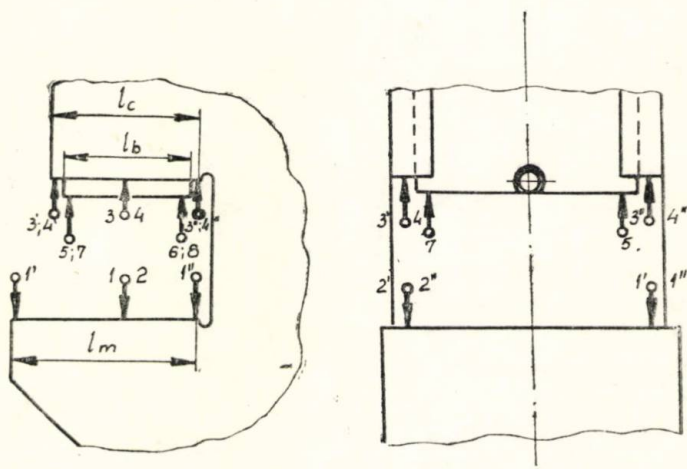


Fig. 2.

unde $f_1 \dots f_8$ sînt indicațiile comparatoarelor 1...8 iar j_i sînt jocurile existente în îmbinări pe direcția forței.

Deformațiile unghiulare ale aceluiași părți măsurate într-un plan perpendicular pe fața frontală a presei, s-au stabilit după cum urmează:

— înclinația mesei:

$$f_{\varphi m} = \frac{(f_1 + f_2) - (f'' + f'')}{2 l_m} \cdot 10^6, (\mu\text{m}/\text{m})$$

— înclinația capului batiului:

$$f_{\varphi b} = \frac{(f_3 + f_4) - (f'' + f'')}{2 l_c} \cdot 10^6, (\mu\text{m}/\text{m}),$$

— înclinația berbecului:

$$f_{\varphi, mp} = \frac{(f_5 + f_7) - (f_6 + f_8)}{2 l_b} \cdot 10^6, \mu\text{m}/\text{m},$$

unde l_m , l_c și l_b sînt distanțele dintre punctele în care s-au înregistrat deplasările.

Creșterea distanței dintre masă și capul batiului sau berbec ca urmare a deformațiilor elastice pe direcția forței, s-a stabilit prin însumarea deplasărilor parțiale, după cum urmează:

— pentru batiu:

$$f_{bat} = f_m + f_c,$$

— pentru presă:

$$f_{tot} = f_m + f_{mp},$$

În mod analog s-a procedat și pentru unghiul dintre masa și capul batiului sau, dintre masă și berbec:

— pentru batiu:

$$f_{\varphi \cdot bat} = (f_{e \cdot c} + f_{e \cdot m}) \cdot 10^6, (\mu m/m),$$

— pentru întreaga presă:

$$f_{\varphi \cdot tot} = (f_{e \cdot m} + f_{e \cdot mp}) \cdot 10^6, (\mu m/m),$$

Variația creșterii spațiului dintre masa și capul batiului la presele PELI 400 și PELI 630 studiate de autor, se prezintă în figurile 3 și 4.

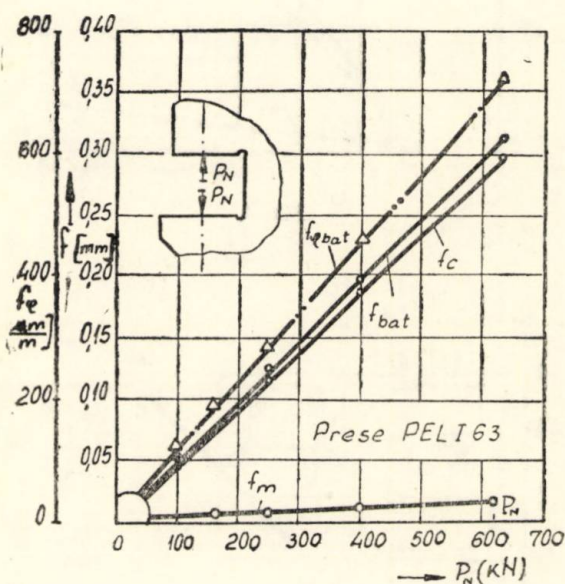


Fig. 3.

Deplasarea totală a berbecului acelorăși prese măsurată în punctele 5...8 se prezintă în figurile 5 și 6.

3. Determinarea caracteristicii de rigiditate.

În lucrare, s-a acceptat definirea caracteristicii de rigiditate prin raportul:

$$C = \frac{P_N}{f}, \left(\frac{kN}{m} \right),$$

în care P_N este forța aplicată la berbec, iar f este săgeata măsurată pe direcția forței.

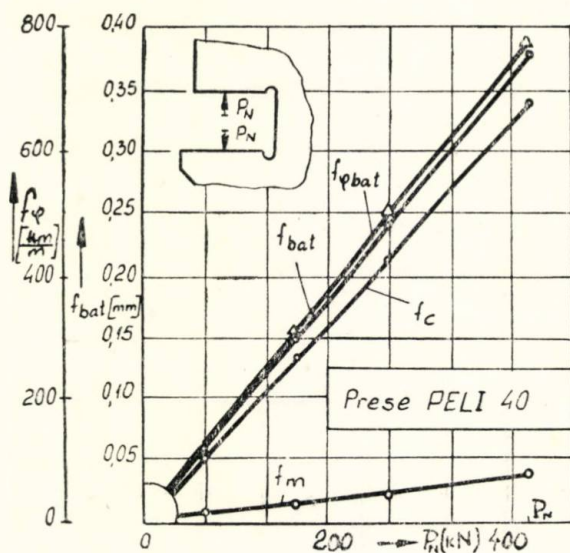


Fig. 4.

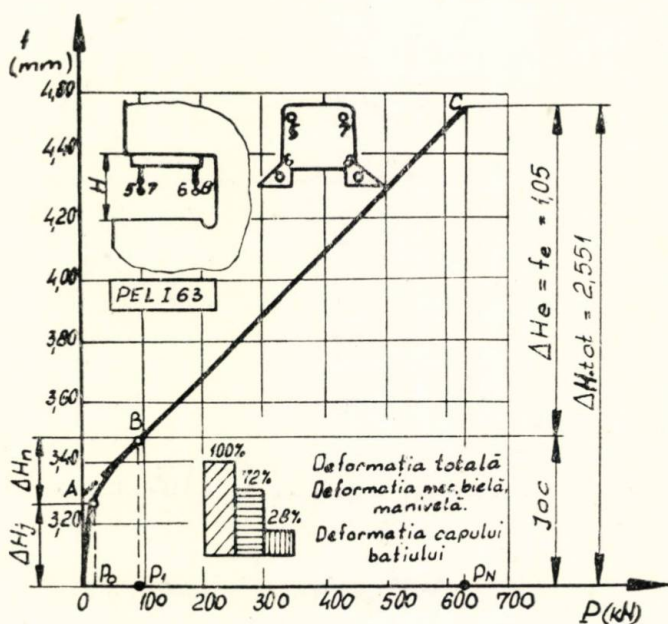


Fig. 5.

Valorile deplasărilor și deformațiilor unghiulare stabilite la 2.4. cu relațiile (1)...(10), s-au folosit pentru stabilirea caracteristicii de rigiditate. Rigiditatea batiului s-a determinat prin raportul:

$$C_{bat} = \frac{P_N}{f_m + f_c},$$

iar rigiditatea mașinii, prin:

$$C_{tot} = \frac{P_N - P_0}{f_{tot}},$$

în care P_0 este forța corespunzătoare echilibrării greutateii berbecului și bielei.

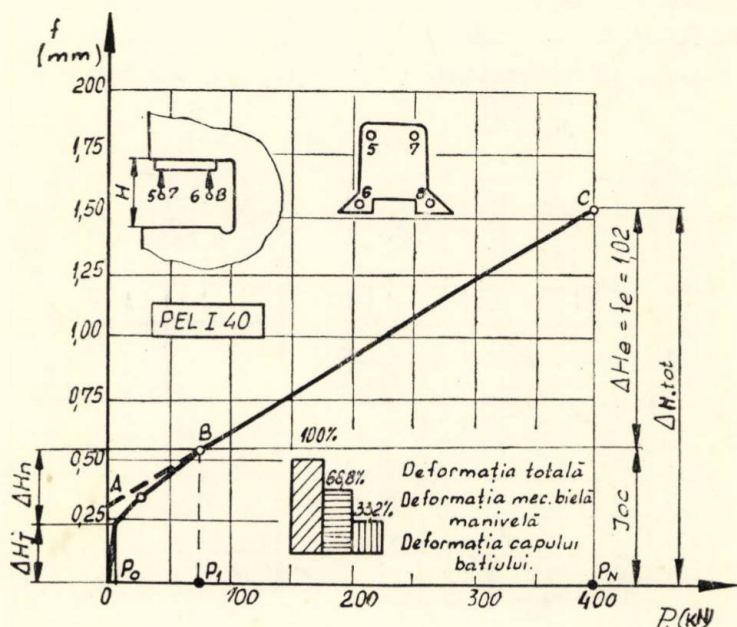


Fig. 6.

Rigiditatea unghiulară a batiului, s-a stabilit cu formula:

$$C_{\varphi \cdot bat} = \frac{P_N}{f_{el.bat}}$$

iar rigiditatea mașinii:

$$C_{\varphi \cdot tot} = \frac{P_N - P_0}{f_{tot}},$$

Valorile rigidităților astfel calculate pentru presele menționate mai înainte, sint:

— presele PELI 630: $C_{bat} = 135 \cdot 10^4 \left(\frac{kN}{m} \right)$; $C_{tot} = 61 \cdot 10^4 \left(\frac{kN}{m} \right)$

— presele PELI 400: $C_{bat} = 105 \cdot 10^4 \left(\frac{\text{kN}}{\text{m}} \right)$ $C_{ot} = 40 \cdot 10^4 \left(\frac{\text{kN}}{\text{m}} \right)$

acceptându-se $g = 10 \text{ (m/s}^2\text{)}$.

În aceeași ordine pentru rigiditățile unghiulare, au rezultat valorile:

$C_{bat} = 0,88 \text{ (kN/}\mu\text{m/m)}$, $C_{tot} = 0,57 \text{ (kN/}\mu\text{m/m)}$,

$C_{bat} = 0,51 \text{ (kN/}\mu\text{m/m)}$, $C_{tot} = 0,62 \text{ (kN/}\mu\text{m/m)}$.

Variația rigidității liniare a batiurilor preselor de același tip în funcție de sarcina aplicată, conform recomandărilor făcute de [2, 4] se prezintă în figura 7.

În figura 8, se prezintă caracteristica de rigiditate a preselor fabricate în R.S.R. Caracteristica s-a trasat ținând seama de rezultatele obținute de autor și de măsurările făcute de [6] la presele de 100 (kN).

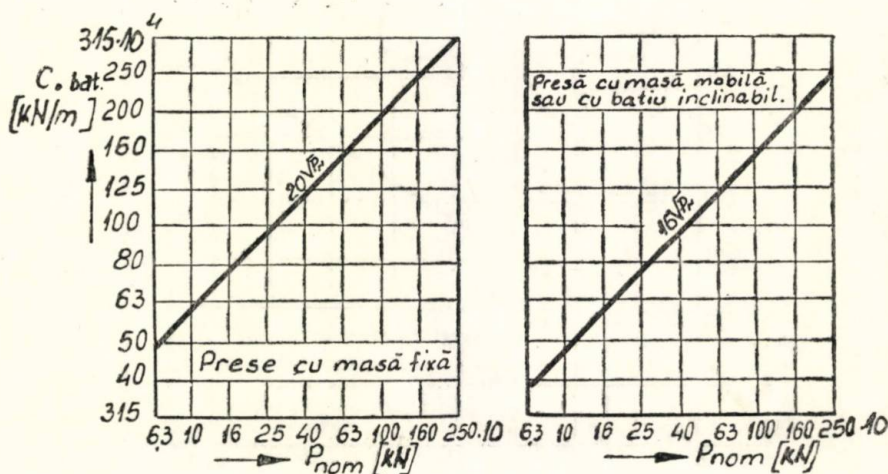


Fig. 7.

Se observă, că presele de tipul PELI au batiuri de rigiditate mare începînd de la limita $C = 16 \sqrt{P_m}$ (presa de 400 kN) și depășind chiar cu mult valoarea $C = 20 \sqrt{P_N}$ recomandată de [4] pentru presele cu masă fixă (cazul preselor de 100) (kN) și 630 (kN).

Rigiditatea totală însă, este mult mai mică. Determinările efectuate de autor, au scos în evidență faptul că 68,8 % din deformația totală revine mecanismului mișcării principale și deci și rigiditatea totală mică este datorată aceluiași subsansamblu (la prese de 400 kN).

Un indicator important pentru aprecierea aportului de rigiditate al fiecărei părți: batiu — mecanismul mișcării principale — poate fi considerat raportul:

$$C_R = \frac{C_b}{C_{mp}} \quad (16)$$

unde C_b și C_{mp} au valorile stabilite mai înainte. Pentru presele studiate au rezultat valorile:

$$C_{R\ 63} = 2,08; C_{R\ 40} = 1,95.$$

Ținând seama de C_b , C_{mp} și C_{tot} determinate, se poate aprecia că rigiditatea totală a mașinii are valori aproximativ egale cu cele date de relația:

$$C_{tot} = \frac{C_b \cdot C_{mp}}{C_b + C_{mp}} \quad (17)$$

Din examinarea figurilor 4 și 5 rezultă că presele au jocuri mari în îmbinările elementelor ce compun mecanismul mișcării principale. Jocurile măsurate au valori cuprinse în limitele 0,2...1,4 (mm). Unele din presele studiate au avut și chiar mai mari. Pentru jocuri, sînt făcute unele recomandări cu privire la valorile orientative. Astfel [4] recomandă $0,2 \leq j \leq 0,35$ pentru presele din grupa PELI 6,3...63 (t.f.). Rezultatele experimentale au scos în evidență jocuri mai mari decît cele recomandate — depășind cu mult chiar valorile arcuirii elastice a mașinii. Datorită jocurilor existente, are loc o creștere însemnată a spațiului dintre berbec și masa mașinii — aspect de mare importanță în ceea ce privește comportarea preseii în timpul lucrului, reglarea spațiului de lucru, obținerea unei anumite precizii a semifabricatului și chiar durabilitatea sculelor.

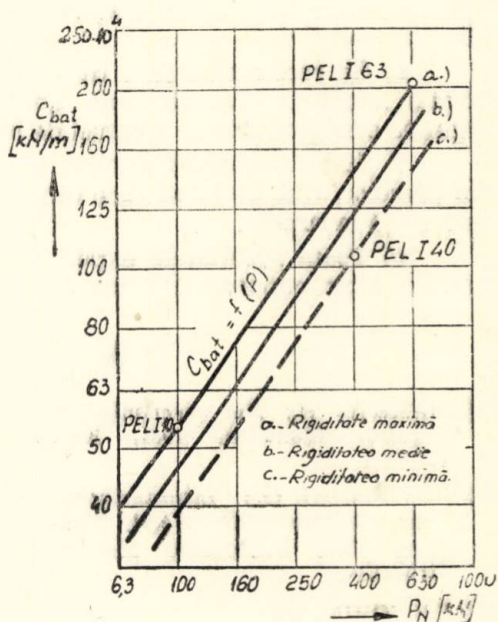


Fig. 8.

Concluzii

Pe baza rezultatelor obținute experimental și prezentate mai înainte se pot formula câteva concluzii importante în legătură cu rigiditatea preselor fabricate în R.S.R.

a) Presele de tipul PELI, fabricate în serie, au rigidități mai mari decât produsele similare fabricate în alte țări din CAER.

b) Rapoartele C_R indică un aport prea mare al batiului la C_{tot} , comparativ cu mecanismul mișcării principale. Acest aport intervine în detrimentul greutateii construcției conform relației (17). Dacă la acestea se adaugă faptul că în exploatare trebuie să se aibă în vedere și rigiditatea sculei, rezultă din plin inoportunitatea măririi în continuare a rigidității batiului.

c) Mecanismul mișcării principale de la toate presele studiate, are rigiditate mică.

d) Jocurile mari existente chiar la unele prese cu număr mic de ore de funcționare (mai puțin de 800 de ore), indică necesitatea reevaluării lanțului de dimensiuni al elementelor ce compun mecanismul mișcării principale și studierea atentă a materialelor de execuție. Prezența acestor jocuri mari permite să se emită ipoteza unor abateri de la disciplina tehnologică.

e) Se recomandă ca o dată cu livrarea preselor să se pună la dispoziția beneficiarului diagrama „deformație-forță” care să servească la reglarea corespunzătoare a cursei de lucru.

f) Stabilirea dimensiunilor unor părți (elemente sau subansamble) ale preselor, trebuie să se facă din condiția de rigiditate și nu din cea de rezistență la rupere.

g) Toate rezultatele experimentale obținute infirmă respectarea în practică a binecunoscutei formule $C_{bat} = 100 \cdot 10^4 \text{ [kN/m]} \cdot ct.$

Bibliografie

- [1]. MAKELT, H.: *Die mechanischen Pressen*. München, 1961, Karl Hanser.
- [2]. ROVINSCHII, G.: *Listoștampovocinîe mehaniceschie pressî*. Moscova, 1968, izdatelistvo Mașinostroenie.
- [3]. FELEGHIN, M.: *Cu privire la rigiditatea unghiulară a preselor de tip deschis*. Cuznecinoștampovocinîe proizvodstvo. Nr. 11/1966, p. 31—37.
- [4]. OLIVO, C.: *Prufung der statischen Staife von Exzenter und kurbelpressen*. Maschinenbautechnik. Nr. 7/1964, p. 345—352.
- [5]. TUREAC, I.: *Cu privire la condițiile de recepție a preselor mecanice de tip deschis*. Standardizarea. Nr. 7/1971, p. 362—367.
- [6]. MOLDOVAN, V.: *Studiul pe model al rigidității statice a batiurilor preselor mecanice cu un montanț*. Construcția de mașini. 3/1971, p. 215—220.

CONTRIBUȚII LA TEORIA PREGĂTIRII MATERIALELOR DE FORMARE ÎN AMESTECĂTOARELE CU ROLE ȘI DETERMINAREA PARAMETRILOR CONSTRUCTIVI AI ACESTORA

V. VULCU, I. MĂRGINEANU, C. SAMOILĂ, G. MEMET, AL. CONSTANTINESCU

Lucrarea evidențiază caracterul unilateral al teoriilor actuale referitoare la învelirea cu liant a granulelor de nisip în amestecătoarele cu role, prezentînd o nouă teorie, a deformării în volum a amestecului de preparat, teorie care permite determinarea parametrilor constructivi principali ai amestecătorului.

Se prezintă, de asemenea, un program de calcul pentru determinarea valorilor numerice ale acestor parametri.

L'article ci-présent essaie d'établir une nouvelle théorie concernant la préparation des matériaux à mouler dans des broyeurs à meules et cherche et même temps à déterminer les paramètres constructifs de ces agrégats, paramètres qui puissent assurer en dehors d'une distribution uniforme du liant et des matériaux auxiliaires dans la masse de granules de sable, une augmentation de l'efficacité économique du processus de mélange.

Dans ce dessein, les auteurs cherchent à montrer l'utilité d'envelopper les granules de sable d'un liant et en employant la notion „état limite d'équilibre“ ils essaient ensuite de démontrer que le glissement des masses de mélange pendant l'entassement sous la meule a une importance substantielle pour le processus de mélange.

Les hypothèses théoriques préconisées permettent de réaliser une corrélation logique entre les principaux paramètres constructifs — le rayon de la meule — la distance entre la meule et le fond de la cuve et la hauteur de la couche de mélange affiné au fond de la cuve.

Pour assurer une efficacité maximale au processus de préparation on analyse à l'aide du calculateur les principaux paramètres constructifs et technologiques de l'agrégat et du processus de préparation.

A la fin de l'article on donne également les valeurs optimums de ces paramètres.

Procesele de lucru ale amestecătoarelor în general și ale amestecătoarelor cu role și pluguri în special, sînt încă foarte puțin studiate [1]. În lucrările de specialitate fenomenele intime ce au loc în cursul amestecării sînt abordate doar sub aspect calitativ, fără să stabilească legătura directă, matematic fundamentată, între principalii parametri constructivi ai utilajului și fenomenul de amestecare.

Astfel, referindu-ne la amestecătoarele cu role și pluguri, literatura [1] explică fenomenul de învelire cu liant a granulelor de nisip ca o consecință a existenței pe lățimea rolei a unui gradient de viteze (figura 1).

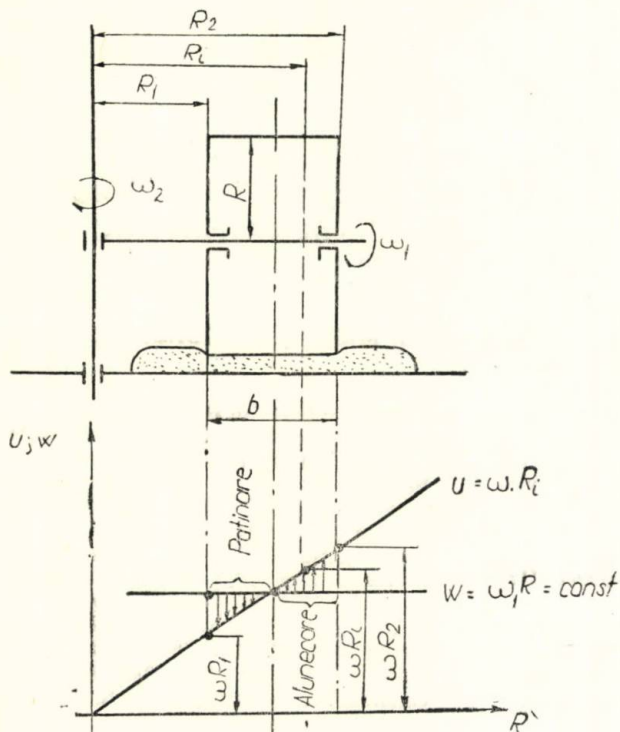


Fig. 1.

Fără a nega importanța în procesul amestecării a fenomenului de „frotare” — datorat gradientului de viteză — se precizează că acesta influențează doar o zonă superficială — subțire — din stratul de amestec existent pe fundul cuvei și ca urmare, explicarea învelirii granulelor de nisip cu liant numai ca rezultat al acestui fenomen de suprafață ar contrazice concluziile experimentale prin aceea că timpul de amestecare ar trebui să fie mult mai îndelungat.

În această idee, lucrarea evidențiază existența — în afara fenomenului superficial amintit — a unui fenomen de amestecare în volum, ce se desfășoară sub rola amestecătoru-

lui unde, la o anumită valoare a presiunii medii de deformare corespunzătoare unui anumit grad de deformare, în volumul de amestec ABC (figura 2), se atinge „starea limită de echilibru” caracterizată prin apariția unui număr infinit de plane de alunecare [1].

Mișcarea de translație a granulelor de-a lungul planelor de alunecare este însoțită de o mișcare de rotație în jurul axului propriu, fapt care contribuie în mod substanțial la învelirea granulelor cu liant.

Prin evidențierea acestui fenomen și corelarea lui cu fenomenul „frotării”, procesul de învelire cu liant a granulelor de nisip este descris complet.

Pe baza acestei noi ipoteze se clarifică rolul tehnologic al celor două organe principale ale amestecătorului: rola și plugul; astfel, rola este organul care determină existența celor două fenomene de bază ale învelirii cu liant — „frotarea” și „starea limită de echilibru” — în timp,

ce plugul realizează afinarea amestecului îndesat pe fundul cuvei și întoarcerea acestuia, favorizând desfășurarea fenomenelor de bază ale învelirii cu liant, pornindu-se de la alte condiții inițiale.

De asemenea, noua ipoteză prezentată în lucrare permite corelarea aspectelor tehnologice ale fenomenului cu parametrii constructivi ai utilajului.

În acest sens, se face următoarea precizare: din punct de vedere principal este absolut indiferent dacă se consideră rola în mișcare în jurul axului vertical și amestecul imobil, sau se consideră rola imobilă față de axul vertical și amestecul în mișcare cu viteza variabilă $U = \omega R_i$.

Această ultimă ipoteză, favorabilă calculelor, permite determinarea din condiția de prindere a înălțimii de așezare a amestecului (pe fundul cuvei) maxim admisă (H) (figura 2).

Din considerațiuni geometrice rezultă :

$$\cos \alpha = 1 - \frac{H-h}{R} \quad (1)$$

Condiția de prindere a amestecului sub rolă este :

$$\operatorname{tg} \alpha \leq f \quad (2)$$

Relațiile (1) și (2) dau în final :

$$H = R - \frac{R}{\sqrt{1+f^2}} + h \quad (3)$$

unde : α este unghiul de prindere ; f — coeficientul de frecare între amestec și rolă ; R — raza rolei ; h — distanța dintre rolă și fundul cuvei.

Dacă înălțimea amestecului afinat (H) depășește valoarea dată de relația (3), stratul de amestec suplimentar nu va fi antrenat sub rolă, ci va fi împins de aceasta constituind un strat parazit, care lungeste timpul de amestecare.

Pentru determinarea valorii optime a distanței dintre rolă și fundul cuvei se fac următoarele considerente (figura 3):

1. Planurile de alunecare se vor forma de la axa de simetrie a rolei către exterior, deoarece efortul normal σ_2 este minim și egal cu K_1 — forța de coeziune.
2. Starea limită de echilibru apare numai pe anumite plane numite plane de alunecare, înclinate față de direcția tensiunilor normale principale cu un unghi φ — unghi de frecare internă, a cărui valoare depinde de tipul amestecului și de gradul său de liere.
3. Dacă distanța dintre rolă și fundul cuvei este h_1 , volumul de amestec deplasat $MNPM'N'P'$ nu are valoarea maximă posibilă și ca urmare cea mai mare parte a volumului de amestec de

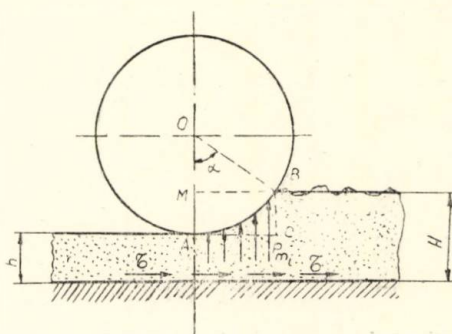


Fig. 2.

sub rolă nu participă la fenomenul de amestecare în volum. Pentru ca starea limită de echilibru să apară într-un volum maxim posibil, este necesar ca direcția planului de alunecare limită NN'PP' să atingă fundul cuvei la intersecția planelor P (Ω) și P (Γ).

Ca urmare, din triunghiul QRT avem :

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{2h}{b} \quad (4)$$

Din condiția desfășurării maxime posibile a tensiunilor tangențiale, în raport cu tensiunile normale ale corpului friabil :

$$\tau_a = \sigma \cdot \operatorname{tg} \varphi + K_1 \quad (5)$$

rezultă:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\tau_a - K_1}{\sigma} \quad (6)$$

Egalind relațiile (4) și (6) se obține :

$$h = \frac{b(\tau_a - K_1)}{2\sigma} \quad (7)$$

unde : b este lățimea rolei ; τ_a — tensiunea tangențială pe planul de alunecare ; σ — tensiunea normală pe planul de alunecare.

În cazul când există o stare de tensiune de compresiune biaxială, tensiunile care acționează pe planul de alunecare, se pot exprima în funcție de tensiunile normale principale (σ_1 ; σ_2) și unghiul de frecare internă φ , prin următoarele relații [1]:

$$\sigma = \sigma_1 \cdot \cos^2 \varphi + \sigma_2 \cdot \sin^2 \varphi \quad (8)$$

$$\tau_a = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2 \varphi \quad (9)$$

Înlocuind expresiile (8) și (9) în relația (7) și ținând cont de egalitatea $\sigma_2 = K_1$ obținem în final:

$$h = \frac{b \left(\frac{\sigma_1 - K_1}{2} \sin 2 \varphi - K_1 \right)}{2 (\sigma_1 \cos^2 \varphi + K_1 \sin^2 \varphi)} \quad (10)$$

Starea limită de echilibru, corespunde unui anumit raport între tensiunile normale principale date de relația [1]:

$$\sigma_1 = \sigma_2 \cdot \operatorname{tg}^2 \Theta + 2 K_1 \cdot \operatorname{tg} \Theta \quad (11)$$

Ținând cont de egalitățile $\sigma_2 = K_1$ și $\Theta = 45^\circ + \frac{\varphi}{2}$ (această rela-

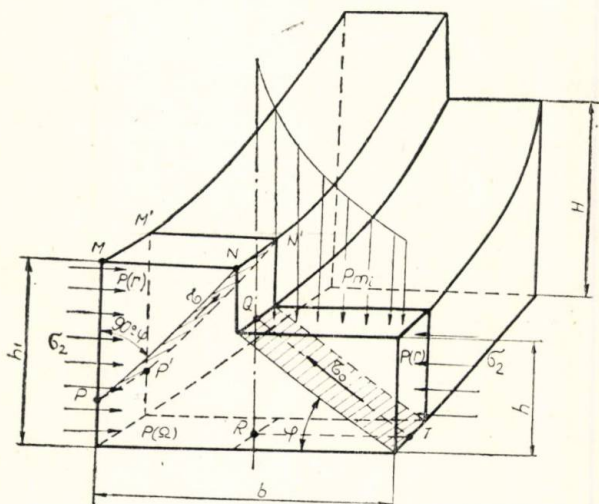


Fig. 3.

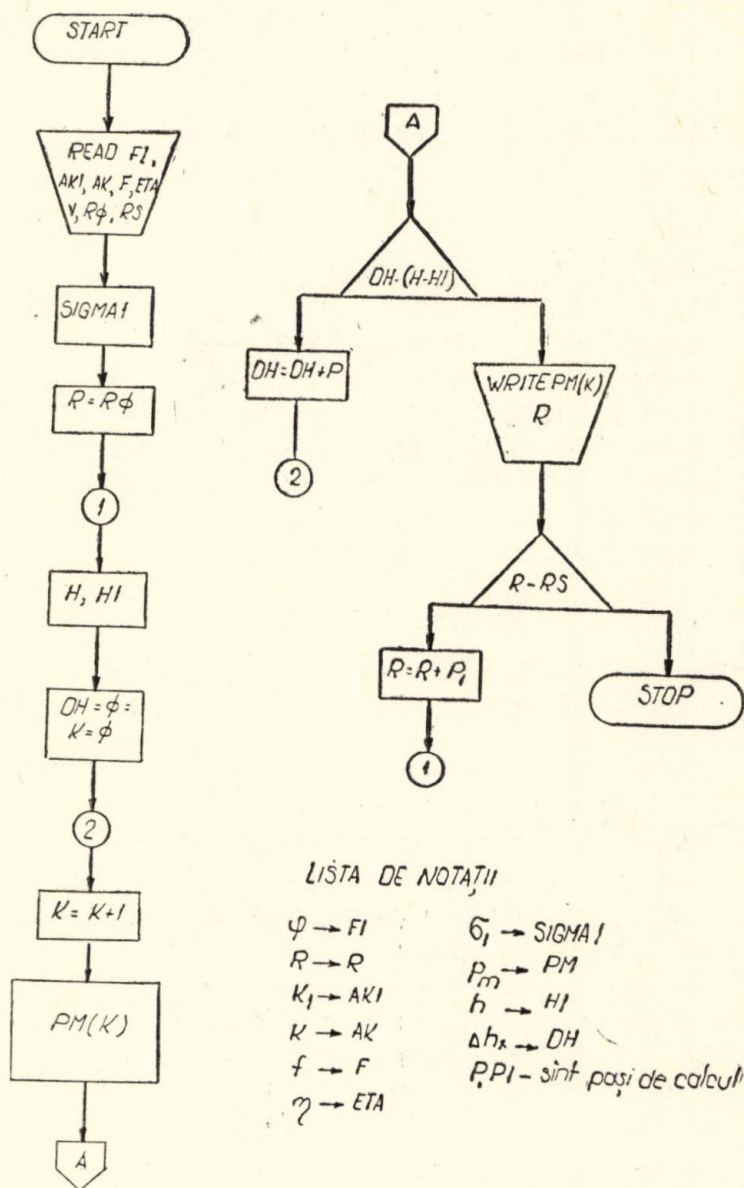


Fig. 4.

ție dintre unghiul de frecare internă și unghiul de distrugere, rezultă din cercul lui Mohr), relația (11) devine:

$$\sigma_1 = K_1 \frac{\left(1 + \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}\right) \left(3 - \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}\right)}{\left(1 - \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}\right)^2} \quad (12)$$

Tensiunea normală principală maximă σ_1 , este în ipoteza de calcul preconizată, egală cu presiunea specifică în zona de deformare [2]:

$$p_m = \left[1 + \frac{1,6 f \sqrt{R \cdot \Delta h_x} - 1,2 \Delta h}{H + h} \right] \left[K + \frac{2 \eta \cdot v \cdot \sqrt{\frac{\Delta h_x}{R}}}{H + h} \right] \quad (13)$$

unde: Δh_x este reducerea absolută a grosimii,

$$\Delta h_x = H - h_i; \quad (14)$$

η — factor care indică tenacitatea amestecului; v — viteza tangențială medie la periferia rolei, în raport cu axul vertical.

Relațiile (12) și (13) devin egale pentru o anumită valoare a reducerii Δh ; cunoscând această valoare, putem aprecia exact momentul instaurării în volumul de amestec a stării limită de echilibru.

Programul de calcul

Pentru determinarea valorii eforturilor și pentru stabilirea geometriei amestecătorului cu role, avînd în vedere structura relațiilor (3), (7), (12), (13) s-a apelat la un calculator numeric. Programul de calcul utilizează subrutine din biblioteca calculatorului numeric folosit [SIN (X), COS (X), SQRT (X) etc.]. Organigrama de calcul este dată în figura 4. Simbolurile folosite sînt cele utilizate în limbajul FORTRAN.

Organigrama cuprinde un bloc de intrare, blocuri de calcul, blocuri de decizii logice și blocul de tipărire. Programul se organizează în așa fel încît să calculeze familia de curbe $p = f_1(\Delta h, R)$ cu R parametru din care rezultă valorile lui R pentru care se atinge starea limită în amestec. Din condiția ca această stare să fie atinsă cît mai rapid rezultă valoarea optimă a razei rolei.

Bibliografie

- [1]. P. N. AKSENOV: *Necotrie vo-prosi teorii mašin liteinovo proizvodstvo*, Moskva, Mașghiz, 1962.
- [2]. M. ADRIAN: *Laminarea la cald a tablelor și a benzilor*, București, Editura tehnică, 1963.
- [3]. C. WANYOREK: *Teoria modului de lucru științific și utilitatea aplicării lui în industrie*, Construcția de mașini, nr. 12/1966, p. 641—645 și nr. 4/1967, p. 187—192.

CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND PRELUCRAREA ALIAJELOR DE ALUMINIU PENTRU PISTOANE

GH. DRĂGHICI, GH. BOANGIU, D. HOLLANDA, I. TUREAC, C. BOGDAN

În prezenta lucrare s-a urmărit stabilirea experimentală a regimului de aşchiere şi a durabilităţii optime la prelucrarea aliajului AT Si 15 Cu Mg Ni folosit pentru confecţionarea pistoanelor de motoretă.

Acest lucru a fost necesar întrucît este un aliaj nou, produs de curînd în ţara noastră, iar caracteristicile fizico-mecanice pe care le are, deşi foarte bune din punct de vedere al exploataării, creează totuşi dificultăţi serioase în procesul de prelucrare.

Dans cet ouvrage on étudie expérimentalement l'usinage et le régime optimal de coupe pour l'alliage roumain AT SI 15 Cu Mg Ni utilisé à la fabrication des pistons.

En raison de sa teneur en silice cet alliage a de hautes propriétés physico-mécaniques mais son usinage présente de sérieuses difficultés dans le processus de coupe. Aussi, ayant un co-

efficient de dilatation élevé qui diminue la stabilité de ses dimensions, est-il nécessaire de faire l'usinage par un régime de coupe qui puisse éliminer ce phénomène.

En ce qui concerne ces considérations, on a expérimenté plusieurs types d'outil à coupe en différents matériaux et formes géométriques, tout en utilisent une large gamme de vitesses de coupe. Conformément aux résultats expérimentaux, on a déterminé le matériel et la géométrie optimale de l'outil, pour réaliser l'usinage par un effort de coupe minimal, ainsi qu'une vitesse de coupe qui assure une durabilité convenable.

Des recherches expérimentales y effectuées il résulte que le matériau le plus indiqué pour de l'outil à coupe est l'alliage dur K 20 ayant la géométrie: $\gamma = 12^\circ$; $\alpha = 6^\circ$; $\chi = 45^\circ$; $\lambda = 0^\circ$, et la vitesse de coupe assurant la durabilité qui doit être entre les intervalles de 160...220 (m/min).

1. Importanţa şi scopul lucrării

Dezvoltarea industriei motoarelor cu ardere internă din ţara noastră a dus la folosirea tot mai intensă a aliajelor de aluminiu cu proprietăţi speciale, capabile să satisfacă cerinţele impuse de condiţiile de funcţionare.

Evoluţia dezvoltării aliajelor de aluminiu pentru pistoane are ca direcţie obţinerea de materiale cu rezistenţă mare la uzură şi coroziune, stabilitate dimensională în timpul funcţionării, greutate redusă etc. Unul dintre aceste materiale, care satisface în bune condiţii cerinţele amintite, este aliajul românesc ATSi15CuMgNi.

Dacă din punct de vedere al proprietăților fizico-mecanice acest aliaj dă rezultate bune în exploatare, din punct de vedere al prelucrabilității însă, creează dificultăți serioase. Din acest motiv studierea caracteristicilor de prelucrabilitate pentru acest material se impune ca o necesitate.

Tema de cercetare (care se extinde pe mai mulți ani) cuprinde un număr mare de factori și condiții. Rezolvarea ei integrală presupune un număr deosebit de mare de încercări în condiții de lucru variate, pe aliaje cu caracteristici diferite și scule așchietoare cu materiale și geometrii diferite.

Printre problemele importante de care trebuie să se țină seama la prelucrare prin strunjire a acestui aliaj, este susceptibilitatea la deformării în timpul prelucrării, dată de tensiunile interne existente în piesă, și a căror mărime depinde de procesul obținerii semifabricatului, precum și de efortul de așchiere.

O altă problemă este structura, care are influență, ca și duritatea, asupra uzurii sculei și deci asupra preciziei dimensionale și productivității.

Luarea în considerare a tuturor factorilor care concură la stabilirea unei prelucrabilități optime este imposibilă, din care cauză studiul prezent se limitează la stabilirea componentelor forței de așchiere, uzurii și durabilității sculei precum și a regimului optim de așchiere, pentru un aliaj cu anumite caracteristici fizico-mecanice binecunoscute, pornind de la anumite legi stabile și verificate în practica pentru alte materiale și în condiții de lucru asemănătoare. De exemplu, presupunând, ca și în cazul celorlalte materiale, o dependență parabolică între forța de așchiere și avans și considerând valabile relațiile de interdependență între durabilitate și viteza de așchiere stabilite de Taylor-Time, metoda de cercetare s-a elaborat în baza teoriei clasice a așchierii.

Cercetarea s-a axat asupra următoarelor obiective:

- studiul componentelor forței de așchiere;
- studiul uzurii și durabilității sculelor;
- stabilirea regimurilor de așchiere raționale pentru asigurarea unei calități și precizii dimensionale impuse în exploatarea pieselor respective.

2. Studiul forțelor de așchiere

Pentru stabilirea dependenței forței de așchiere de condițiile de lucru, s-a avut în vedere pe lângă caracteristicile materialului de prelucrat, atît influența factorilor de regim, în special cei ce determină secțiunea de așchiere, cît și materialul părții așchietoare a sculei.

Măsurarea componentelor forței de așchiere s-a făcut cu ajutorul unor dinamometre a căror construcție este prezentată în [1], iar ca material s-au folosit bare turnate din aliaj AT Si 15 Cu Mg Ni cu următoarea compoziție chimică (tabelul 1):

Tabelul 1.

Compoziția chimică în %							
Si	Cu	Mg	Ni	P	Fe	Mn	Zn
15-17	1-1,5	0,8-1,2	0,8-1,2	0-0,06	<0,8	<0,4	<0,2

Sculele utilizate au fost cuțite armate cu pastile din materiale diferite și cu geometrii după cum urmează:

- Pastile din carburi metalice K 20 cu geometria:
 $\gamma = 12^\circ$; $\alpha = 8^\circ$; $\kappa = 45^\circ$; $\kappa_1 = 45^\circ$; $\lambda = 0^\circ$; $r = 0,5$ mm.
- Pastile mineraloceramice cu geometria:
 $\gamma = -4^\circ$; $\alpha = 4^\circ$; $\kappa = 45^\circ$; $\kappa_1 = 45^\circ$; $\lambda = 0^\circ$; $r = 0,5$ mm.
- Pastile mineraloceramice cu geometria:
 $\gamma = -4^\circ$; $\alpha = 4^\circ$; $\kappa = 90^\circ$; $\kappa_1 = 20^\circ$; $\lambda = 0^\circ$; $r = 0,5$ mm.

Pe baza determinărilor anterioare [2] regimul de așchiere a cuprins următoarele valori:

- adâncimea de așchiere $t = 0,1 \dots 0,5$ mm;
- avansul $s = 0,08 \dots 0,02$ mm/rot;
- viteza de așchiere $v = 250$ m/min.

Rezultatele obținute după prelucrarea datelor experimentale s-au concretizat în diagrame de forma celor prezentate în figurile 1 și 2.

Cu ajutorul acestor diagrame și al relațiilor stabilite în [2] s-au determinat constantele și exponenții termenilor din expresia componentei principale a forței de așchiere, ale căror valori sint redade mai jos:

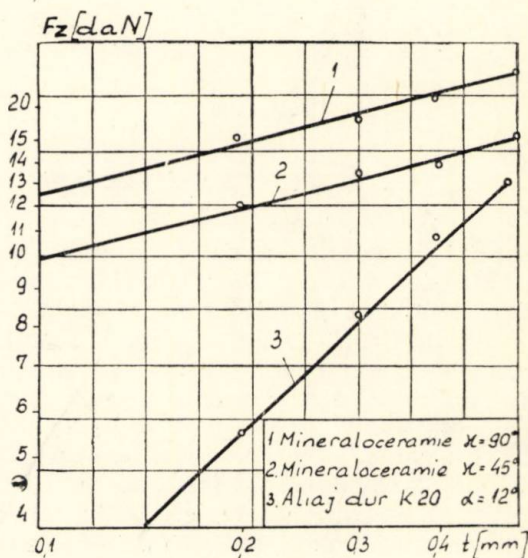


Fig. 1.

- Pentru cuțite din carburi metalice K 20:

$$P_z = 53 \cdot t^{0.94} \cdot s^{0.58}$$

- Pentru cuțite cu pastile mineraloceramice cu $\kappa = 45^\circ$:

$$P_z = 100 \cdot t^{0.25} \cdot s^{0.93}$$

— Pentru cuțite cu pastile mineraloceramice cu $\alpha = 90^\circ$:

$$P_z = 118 t^{0.25} s^{0.93}$$

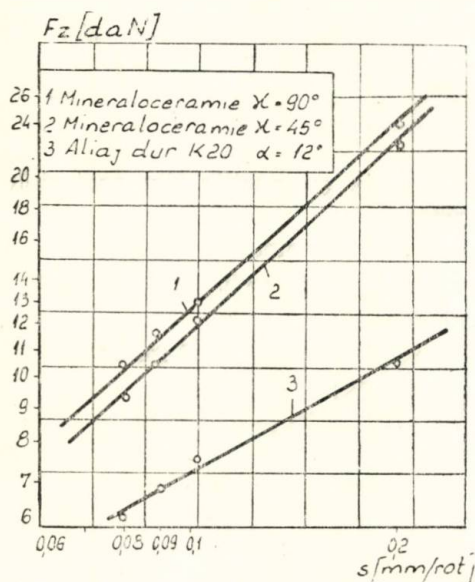


Fig. 2.

De asemenea s-a constatat experimental, că mărimea componentelor P_y și P_x pentru aceeași geometrie a cuțitului, este proporțională cu mărimea componentei principale P_z , conform relațiilor

$$P_y = C_{P_y} \cdot P_z \text{ respectiv,}$$

$$P_x = C_{P_x} \cdot P_z$$

în care:

— pentru $\alpha = 45^\circ$;

$$C_{P_y} = 0,5 \dots 0,6 \text{ respectiv,}$$

$$C_{P_x} = 0,2 \dots 0,3$$

— pentru $\alpha = 90^\circ$:

$$C_{P_y} = 0,4 \dots 0,5 \text{ respectiv,}$$

$$C_{P_x} = 0,3 \dots 0,4$$

3. Uzura și durabilitatea tăișului sculei

Dat fiind faptul că aliajul studiat, bogat în siliciu, ocupă un loc special în familia aliajelor de aluminiu nu numai prin caracteristicile sale fizico-mecanice dar și prin comportarea la așchiere, este necesar să se motiveze regimurile experimentale folosite.

Mai întâi trebuie precizat faptul că materialul respectiv nu are un echivalent, și că STAS 201-59 care reglementează elaborarea aliajelor de aluminiu, are în studiu și includerea AT Si 15 Cu Mg Ni — printre celelalte aliaje. Acestea fiind condițiile existente nu s-a putut porni de la recomandări din literatura tehnică și nu a putut fi utilizată experiența altor firme prelucrătoare în ceea ce privește valorile regimului de așchiere.

Observații atente, efectuate într-o perioadă îndelungată de timp, în unele uzine constructoare de mașini ce prelucreză astfel de aliaje, din R.S.R., au condus la concluzia că acest material implică prelucrarea cu regimuri condiționate de alți factori și nu de rezistența sculei și posibilitățile actuale ale mașinilor, cum este cazul general, al celor mai multe aliaje de aluminiu.

Regimurile de așchiere s-au ales ținând seama de următorii factori:

— materialul are un coeficient de dilatare de $18 \cdot 10^{-6}$ [mm/m.grad], ceea ce face ca la viteze mari de așchiere să apară modificări ale dimensiunilor, împiedicând astfel aprecierea corectă a preciziei dimensionale;

— datorită conținutului ridicat de siliciu aliajul are o mare putere abrazivă, uzînd repede scula — fenomenul de uzură pronunțată este foarte evident la viteze mai mari de 370 m/min;

— vitezele mari determină tendințe de topire locală a materialului, fapt care se răsfrînge nefavorabil asupra calității suprafeței și chiar asupra preciziei.

Rezultă deci, că regimul de așchiere, în special viteza, trebuie să se aleagă astfel, încît pe lîngă condițiile de productivitate să fie satisfăcute și cele legate de calitatea suprafeței și precizia dimensională, cît și asigurarea durabilității convenabile.

Pentru experiențe s-au folosit trei tipuri de cuțite și anume:

— cuțite cu pastile din aliaj dur K 20 avînd geometria:

$$\alpha = 6^\circ \quad \chi = 46^\circ \quad \lambda = 0^\circ = 0^\circ; 12^\circ; 15^\circ; 20^\circ; 25^\circ$$

$$\alpha_1 = 6^\circ \quad \chi_1 = 45^\circ \quad r = 0,5 \text{ mm}$$

— cuțite cu pastile mineraloceramice cu următoarea geometrie:

$$\alpha = 4^\circ; \quad \gamma = -4^\circ; \quad \chi = 45^\circ; \quad \chi_1 45^\circ; \quad \lambda = 0^\circ; \quad r = 0,5 \text{ mm}$$

— cuțite cu diamant cu $\gamma = 0^\circ$.

Regimurile de așchiere folosite la strunjirea de degroșare au fost:

— avansul de lucru $s = 0,16 \text{ mm/rot}$;

— adîncimea de așchiere $t = 2 \text{ mm}$;

— viteza de așchiere $v = 70 \dots 370 \text{ m/min}$,

iar la finisare s-au folosit:

— avansul de lucru $s = 0,08 \text{ mm/rot}$;

— adîncimea de așchiere $t = 0,10 \text{ mm}$;

— viteza de așchiere $v = 150 \dots 420 \text{ m/min}$.

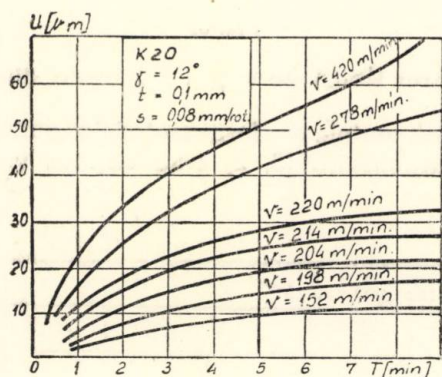


Fig. 3.

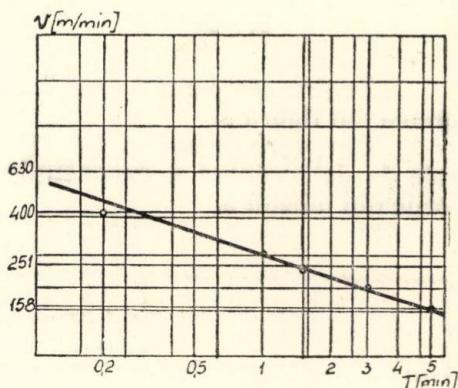


Fig. 4.

Curbele $u = f(T)$, și dreapta în coordonate dublu logaritmice $v = f(T)$ pentru cele trei tipuri de cuțite folosite la finisare sînt reprezentate în figurile 3...8. Aceleași curbe s-au trasat pentru cuțitele din aliaj dur K 20 avînd $\gamma = 0^\circ; 15^\circ; 20^\circ$ și 25° atît la strunjirea de degroșare cît și la finisare.

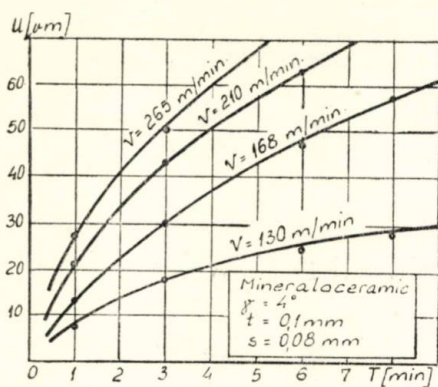


Fig. 5.

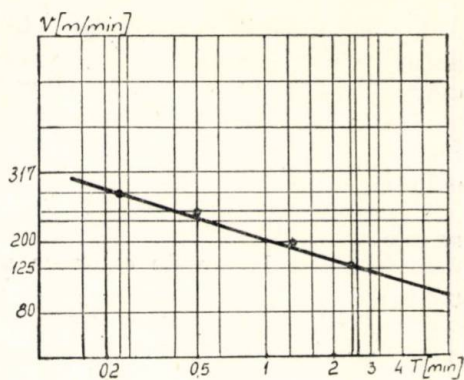


Fig. 6.

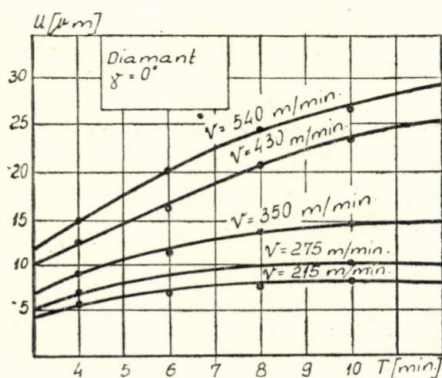


Fig. 7.

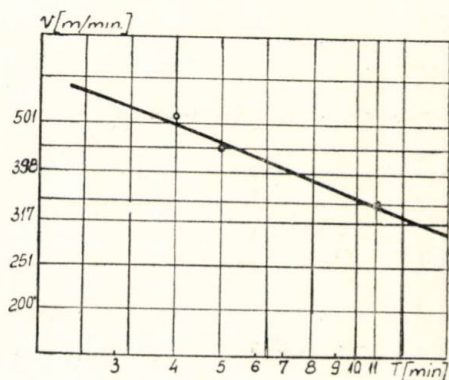


Fig. 8.

Pentru compararea uzurii celor trei tipuri de cuțite s-a trasat diagrama din figura 9.

Din prelucrarea rezultatelor experimentale conform metodelor generale de determinare a exponenților durabilității [3, 2] s-au obținut valorile din tabelul 2.

Tabelul 2

Materialul părții aschietoare	Unghiul γ					
	-4°	0°	12°	15°	20°	25°
	Valorile exponentului „m”					
Aliaj dur K20	—	0,25	0,36	0,32	0,19	0,11
Mineraloceric	0,33	—	—	—	—	—
Diamant	—	0,36	—	—	—	—

Determinările efectuate permit aprecieri cu privire la regimurile de aşchiere ce se pot prevedea la prelucrarea acestor aliaje în condiţiile asigurării dezideratelor amintite mai înainte.

a) Încercările efectuate cu cuţite din aliaj dur K 20 cu regimuri mai avansate de lucru au condus la uzuri mari pe faţa de aşezare şi degajare. La viteze mai mari de 250 m/min pe faţa de aşezare au apărut topituri de forma unor microevantaie.

b) Vitezele mai mici de 160 m/min la aceleaşi cuţite favorizează, alături de alţi factori, formarea tăişului de depunere. Domeniul de utilizare a celor trei tipuri de cuţite este arătat în figura 10.

c) Unghiul de degajare al sculelor din aliaj dur K 20 folosite la degroşări poate varia între $10^\circ \dots 20^\circ$, iar pentru finisări între $12^\circ \dots 15^\circ$.

d) Aliajul AT Si 15 Cu Mg Ni folosit frecvent pentru fabricarea pistoanelor se comportă diferit la aşchiere în funcţie de condiţiile de elaborare şi tratamentul termic aplicat. Numeroase observaţii făcute la mai multe loturi de piese au dus la concluzia, că cel mai bine se prelucrează semifabricatele turnate cu structuri fine, afinate.

e) Aliajul studiat nu prezintă stabilitate dimensională şi de duritate.

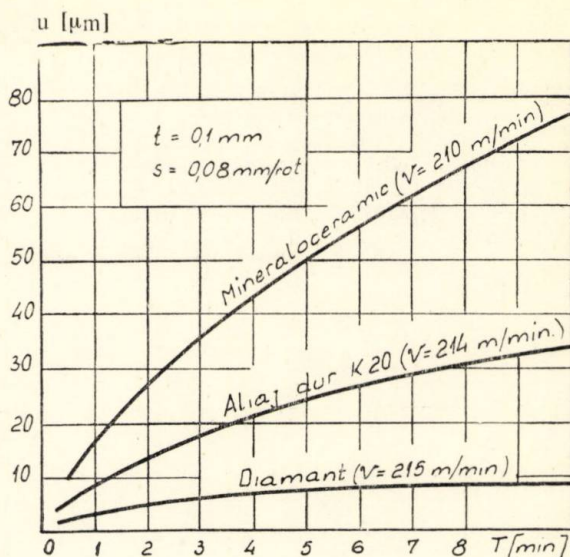


Fig. 9.

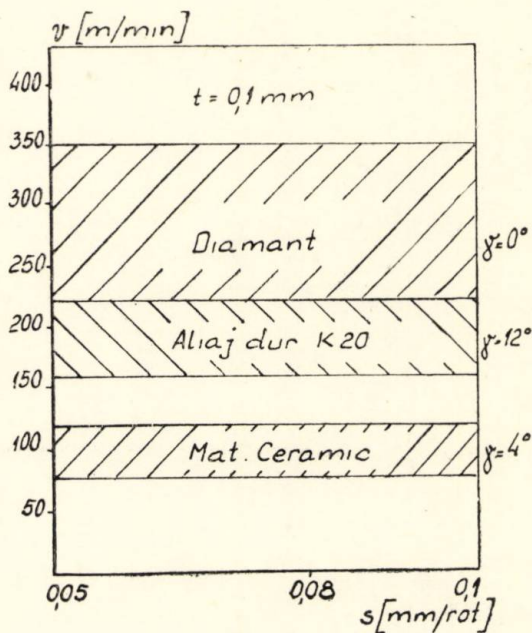


Fig. 10.

Bibliografie

- [1]. DRĂGHICI, GHERMAN, ș. a.: *Cercetări privind determinarea regimurilor și geometriei optime a sculelor pentru prelucrarea aliajelor de aluminiu*. Buletinul științific al Institutului politehnic Brașov, 1969.
- [2]. DUCA ZOLTAN: *Așchiera metalelor*. București, Editura didactică și pedagogică, 1968.
- [3]. J. LĂZĂRESCU: *Așchiera metalelor*. București, Editura didactică și pedagogică, 1968.

DETERMINAREA REGIMURILOR OPTIME LA GĂURIREA ȘI ALEZAREA ALIAJELOR DE ALUMINIU

L. SAUER, M. STROE, I. POPESCU, N. IVAN

Pornind de la geometrii ale burghiilor și alezoarelor acceptate în literatura de specialitate pentru aluminiu, în lucrarea de față se stabilește metoda de determinare a regimurilor optime pentru găurire și alezare, făcându-se o particularizare pentru aliajul AT Si 15 Cu Mg Ni.

În lucrare se propune un nou criteriu care limitează mărimile de așchiere, prin care se exclude măsurarea dificilă a uzurii, recurgînd la forțe și momente de torsiune, a căror determinare experimentală reclamă numai un aparat adecvat.

Auf Grund der in der Fachliteratur angeführten Schneidengeometrie für Aluminiumlegierungen wurde in dieser Arbeit eine Untersuchungsmethode erprobt, die eine sichere Bestimmung der optimalen Schnittbedingungen für

Bohren und Reiben gewährleistet. Die Methode wurde bei der Bearbeitung der Al-Legierung ATS 15 Cu Mg Ni angewendet.

In der Arbeit wurde ein neues Verschleisskriterium zugelassen, das die schwierige Messung des Verschleisses erübrigt und sich nur auf Kräfte und Torsionsmomente stützt, deren experimentelle Bestimmung mit adäquaten Messapparaten leicht durchzuführen ist. Die Untersuchungsmethode geht von der Tatsache aus, dass die erzeugten Kräfte und Momente mit dem fortschreitenden Verschleiss immer grösser werden. Wird als konstanter Parameter ein Verhältnis zwischen den Torsionsmomenten des neuen und verschlissenen Werkzeugs zugelassen, dann kann die Standzeit genügend gut gekennzeichnet werden.

În vederea realizării unor prelucrări raționale ale aliajelor de aluminiu, se impune cunoașterea geometriilor adecvate, a regimurilor de așchiere precum și a eforturilor care apar în timpul așchierii la prelucrarea acestora.

Pornind de la geometrii ale burghiilor și alezoarelor acceptate în literatura de specialitate pentru prelucrarea aluminiului, în lucrarea de față se stabilește metoda de determinare a regimurilor optime pentru găurire și alezare, făcându-se o particularizare pentru aliajul AT Si 15 Cu Mg Ni.

În literatura de specialitate nu sînt lucrări publicate privind procesul de așchiere la găurire care să se refere la fenomenele de uzură și implicit la determinarea experimentală a regimurilor de așchiere. Explicația acestui fapt se datorește dificultății de a evidenția riguros mărimea

uzurii și evoluția ei în timp. Din acest motiv aplicarea metodicii clasice de cercetare utilizată îndeosebi la strunjire întâmpină dificultăți la găurire, ducând la rezultate neconcludente.

Astfel fiind, lucrarea de față prevede un nou criteriu care limitează mărimile de așchiere, prin care se exclude măsurarea dificilă a uzurii, recurgînd la forțe și momente de torsiune a căror determinare experimentală reclamă numai un aparat adevărat. Metodica utilizată se bazează pe faptul că forțele ca și momentele, cresc pe măsura progresării uzurii. Impunînd ca parametru constant un anumit raport între momentul de torsiune al sculei noi și al celei uzate, se va putea caracteriza riguros sfîrșitul durabilității sculei.

Metodica adoptată impune stabilirea relațiilor de calcul pentru determinarea forței axiale și a momentului de torsiune la găurire, ținînd cont de influența avansului, a diametrului sculei și a vitezei asupra acestora.

Determinarea regimurilor optime pentru găurire

Știînd că între parametrii regimului de așchiere t , s , v (adîncimea de așchiere, avans și viteză) la găurire, există o relație de forma:

$$T = \frac{C_v}{v^z \cdot t^x \cdot s^y},$$

problema determinării valorilor optime ale acestora, se reduce la determinarea durabilității optime a sculei. Apoi, cunoscînd durabilitatea se calculează viteza optimă de așchiere, după stabilirea prealabilă a lui t și s .

Privitor la mărimile t și s , acestea se stabilesc la:

— valorile maxime admisibile ale sistemului tehnologic în cazul prelucrărilor de degroșare (deci la găurire), conform celor cunoscute din teoria așchierii;

— valorile care asigură obținerea calității prescrise a suprafețelor, în cazul prelucrărilor de finisare (deci la alezare).

Deoarece asupra durabilității influența hotărîtoare o are viteza de așchiere, între cele două mărimi se poate considera o relație de forma:

$$T = \frac{C_v}{v^z}, \quad (2)$$

influența avansului și adîncimii de așchiere fiind incluse în constanta C_v [2].

În baza acestei relații se poate scrie analitic, timpul necesar prelucrării unei piese, după cum urmează:

$$t = \frac{L \cdot \pi \cdot d}{1000 C_v \cdot s} T^{m-1} (T + t_{sc}), \quad (3)$$

în care: L , d — lungimea și diametrul suprafeței care se prelucurează [mm];

C_v — constanta din relația lui Taylor-Time; s — avansul [mm/rot];

T — durabilitatea [min]; t_{sc} — timpul consumat cu schimbarea

și reglarea sculei [min]; m — exponentul durabilității din relația lui Taylor-Time ($m = \frac{1}{z}$).

Impunînd condiția $\frac{\delta t}{\delta T} = 0$, se obține durabilitatea optimă:

$$T_{opt} = \frac{(1-m) t_{sc}}{m} = (z-1) t_{sc} \quad (4)$$

sau, tot în baza relației (3), se poate direct determina viteza optimă, impunînd condiția $\frac{\delta t}{\delta v} = 0$:

$$V_{opt} = \sqrt[z]{\frac{C_v}{t_{sc}(z-1)}} \quad (5)$$

Pentru stabilirea constantei C_v în cazul concret al prelucrării aliajului AT Si 15 Cu Mg Ni, s-a plecat de la cunoașterea faptului, că la orice fel de prelucrare, între viteză și durabilitate există relația:

$$v_1 \cdot T_1^m = v_2 \cdot T_2^m = \dots = C_v \quad (6)$$

Datorită faptului că la găurire măsurarea uzurii, după cum s-a indicat mai înainte, este anevoioasă, s-a folosit pentru determinarea durabilității, drept criteriu de limitare a uzurii, momentul de torsiune. Se poate considera că uzura maxim admisibilă s-a atins atunci cînd valoarea momentului de torsiune a crescut cu 40% față de valoarea obținută cu scula în stare reascuțită. Trecînd peste acest procentaj așchierea devine neliniștită iar uzura crește rapid. Acest criteriu a permis stabilirea perechilor de valori viteză v — durabilitate T și deci a constantei C_v .

Exponentul $m = \frac{1}{z}$ a fost considerat $m = \frac{1}{2,6} = 0,385$ fiind determinat experimental într-o lucrare anterioară [4].

Încercările practice pentru determinarea constantei C_v s-au făcut prelucrînd epruvete $\varnothing 30$ din AT Si 15 Cu Mg Ni cu burghie $\varnothing 13$ din oțel rapid avînd o geometrie specifică sculelor pentru găurirea aliajelor neferoase: $2 \kappa = 140^\circ$ și $\omega = 35^\circ$ [3]. Determinările s-au făcut lucrînd cu avansul $s = 0,1$ mm/rot și vitezele $v_1 = 37$ m/min și $v_2 = 74$ m/min. Pentru ambele viteze s-a trasat variația momentului de torsiune în timp (în figura 1 b această variație este reprezentată cu o linie dreaptă în coordonate logaritmice), momentul fiind măsurat cu ajutorul unui dinamometru hidraulic conceput și construit de autori.

Se observă că momentul de torsiune obținut în stare reascuțită a sculei este mai mic atunci cînd se lucrează cu o viteză mai mare ($Mo_2 < Mo_1$), dar din cauza progresării mai rapide a uzurii la viteze mari, se atinge mai repede valoarea majorată cu 40% a momentului la viteza superioară $v_2 = 74$ m/min (adică $T_2 < T_1$) (figura 1 a). În figura 1 b reprezentarea în coordonate logaritmice pornind de la $\tau = 1$ min, nu mai sînt figurate valorile momentelor inițiale Mo_1 și Mo_2 .

Momentul de torsiune crește cu 40% după 6,3 min. la viteza de 37 m/min și după 1,18 min la viteza de 74 m/min. Deci, constanta C_v va fi pentru acest caz:

$$C_v = 37 \cdot 6,3^{0,385} = 74 \cdot 1,18^{0,385} = 76$$

Adoptînd timpul de schimbare $t_{sc} = 2$ min, ceea ce s-a verificat în timpul experiențelor, viteza optimă pentru prelucrarea acestui aliaj va fi:

$$V_{opt} = \frac{76}{\sqrt[2,6]{2 \cdot 1,6}} = \frac{76}{1,56} \approx 50 \text{ m/min.}$$

Deci, pentru găurirea aliajului AT Si 15 Cu Mg Ni se va folosi o viteză de așchiere în jurul valorii de 50 m/min, alegînd pentru avans valoarea maximă admisibilă pentru evitarea vibrațiilor.

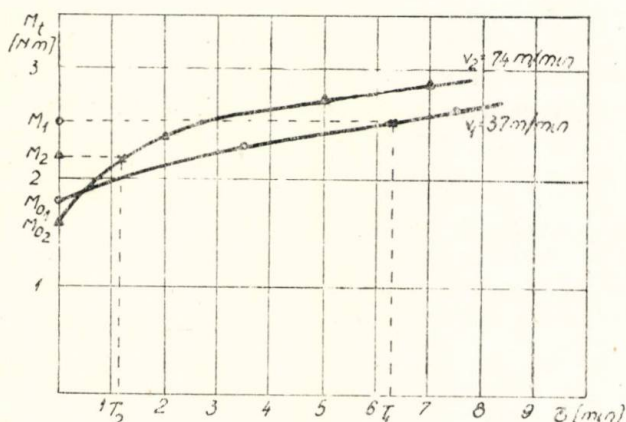


Fig. 1a

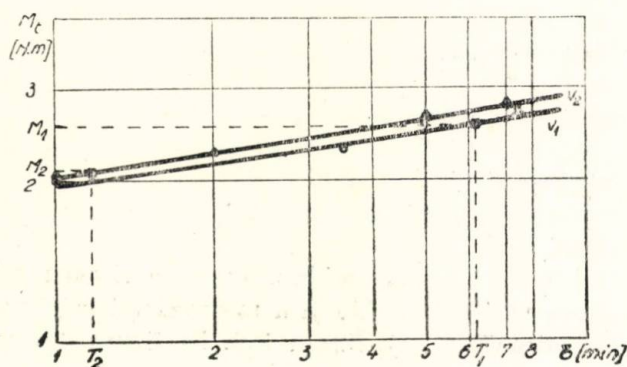


Fig. 1b

Determinarea relațiilor de calcul pentru forța axială și momentul de torsiune la găurire.

Acceptînd pentru forța axială și momentul de torsiune variații de forma celor date în relațiile (7), rezultă că funcțiile: $P_x = f(s)$, $M_t = f(s)$, $P_x = f(D)$, etc., vor fi reprezentate în coordonate logaritmice sub forma unor drepte, ai căror coeficienți unghiulari vor fi chiar exponenții x_p , x_M , y_p , y_M , etc.

$$\left. \begin{aligned} P_x &= C_P \cdot s^{x_P} \cdot D^{y_P} \cdot v^{-z_P} \\ M_t &= C_M \cdot s^{x_M} \cdot D^{y_M} \cdot v^{-z_M} \end{aligned} \right\} (7)$$

Pentru determinarea acestor exponenți precum și constantelor C_P și C_M au fost efectuate

măsurători ale forței axiale și ale momentului de torsiune la diverse regimuri de așchiere, utilizându-se în acest scop dinamometrul hidraulic. Așa cum s-a arătat și în paragraful anterior, încercările au fost efectuate pe epruvete $\varnothing 30$ din AT Si 15 Cu Mg Ni cu burghie din oțel rapid având diametrele cuprinse între $13 \div 20$ mm $2\alpha = 140^\circ$ și $\omega = 35^\circ$. S-a lucrat într-un domeniu de avansuri cuprins între $0,1 \div 0,3$ mm/rot., iar pentru vitezele de așchiere $40 \div 85$ m/min.

Lucrând cu avans variabil, diametrul burghiului și viteza de așchiere fiind constante, s-au trasat diagramele din figura 2 și 3, cu ajutorul cărora se determină exponenții :

$$x_P = 0,675$$

$$x_M = 0,960$$

Se observă că panta dreptelor nu se modifică dacă se dau alte valori constante diametrului burghiului sau vitezei de așchiere.

Lucrându-se cu avans și viteză de așchiere constante s-au efectuat măsurători pentru o serie de diametre, înregistrându-se o variație corespunzătoare pentru forța axială și momentul de torsiune la creșterea diametrului burghiului. Și în acest caz, modificarea avansului sau a vitezei constante

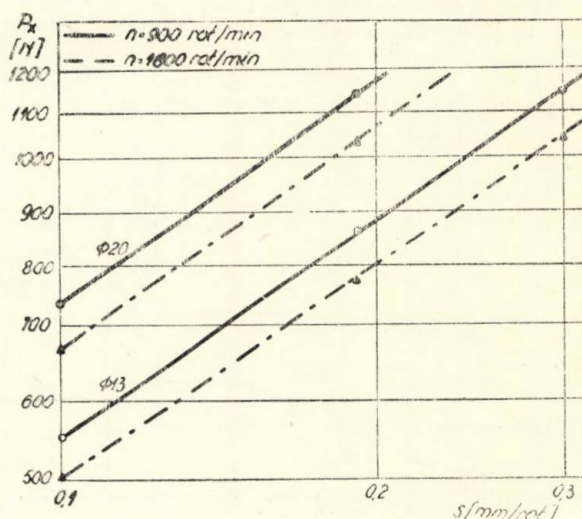


Fig. 2

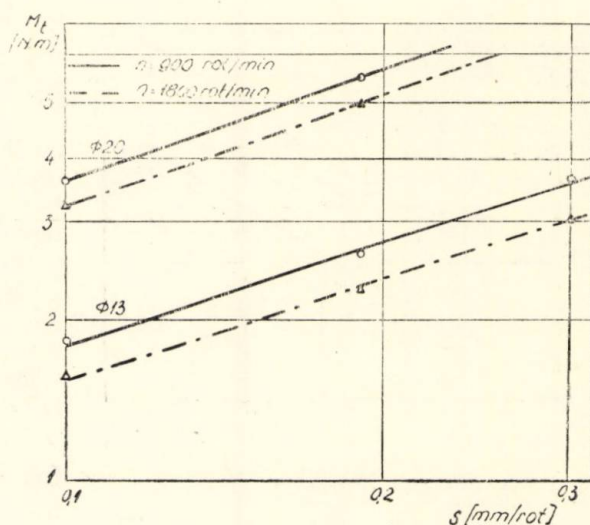


Fig. 3.

de aşchiere nu influenţează asupra înclinării dreptelor reprezentate în coordonate logaritmice (figura 4 şi 5). Exponenţii y_P şi y_M rezultă :

$$y_P = 0,67;$$

$$y_M = 1,7.$$

La cercetarea influenţei vitezei de aşchiere asupra mărimii forţei axiale şi a momentului de torsiune s-a constatat o uşoară scădere a acestora la mărirea vitezei, astfel că exponenţii z_P şi z_M vor fi (figurile 6 şi 7):

$$z_P = -0,16;$$

$$z_M = -0,14.$$

Expresiile de calcul pentru forţa axială şi momentul de torsiune la găurirea aliajului cercetat vor fi deci :

$$P_x = 900 \cdot s^{0,675} \cdot D^{0,67} \cdot v^{-0,16} \text{ [N]}$$

$$M_t = 0,2 \cdot s^{0,90} \cdot D^{1,9} \cdot v^{-0,14} \text{ [N.m]}$$
(8)

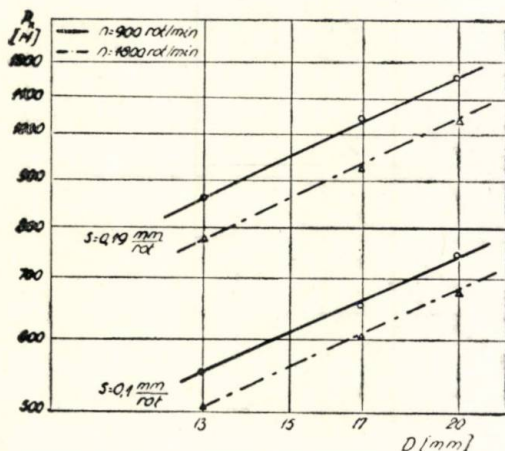


Fig. 4.

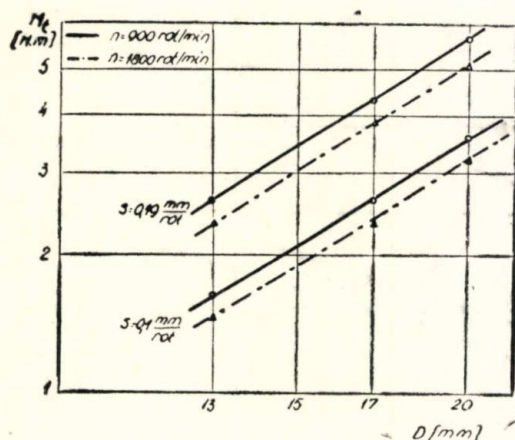


Fig. 5.

Determinarea regimurilor de aşchiere optime pentru alezare

La alezare factorul preponderent în alegerea regimului de aşchiere îl constituie rugozitatea suprafeţei prelucrate.

Deci, în scopul determinării regimurilor optime la alezarea aliajului AT Si 15 Cu Mg Ni s-au făcut determinări într-un domeniu de viteze cuprins între 10 şi 35 m/min, avansurile 0,08÷0,35 mm/rot iar adâncimea de aşchiere cuprinsă între 0,1 şi 0,5 mm, măsurind în fiecare caz rugozitatea obţinută.

Alezoarele folosite au fost din oţel rapid avînd $\alpha=45^\circ$.

Din figura 8 se observă că la alezarea acestui aliaj de aluminiu domeniul de viteze cuprins între 20—25 m/min. asigură cea mai bună calitate a suprafeţei, deoarece în acest

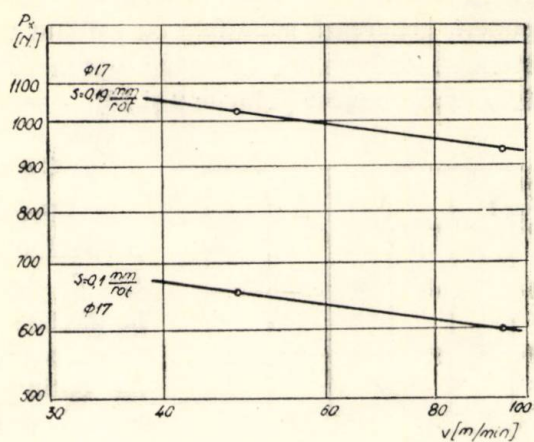


Fig. 6.

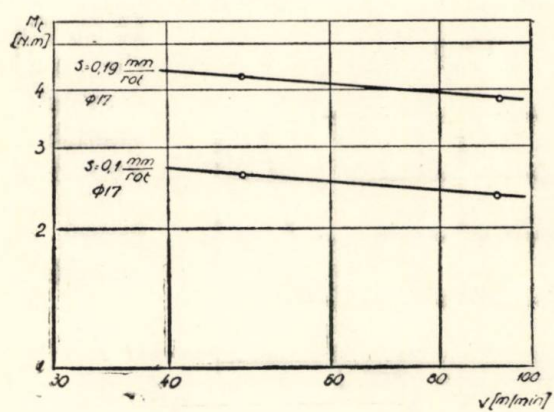


Fig. 7.

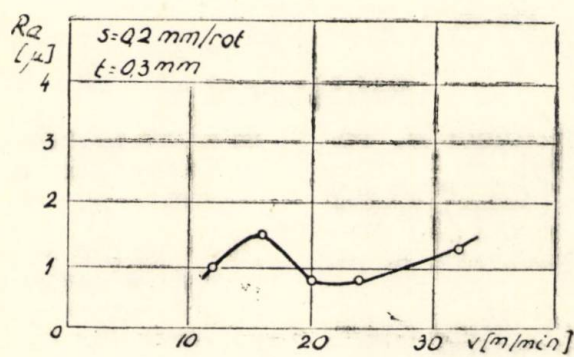


Fig. 8.

domeniu de viteze de aşchiere se evită fenomenul aderării, iar tăişul fiind lipsit de depuneri, generează suprafeţe cu calitate ridicată.

Pentru adîncimea de aşchiere domeniul optim este $0,3 \div 0,4$ mm, iar pentru avans $0,15 \div 0,25$ mm/rot (figurile 9 şi 10).

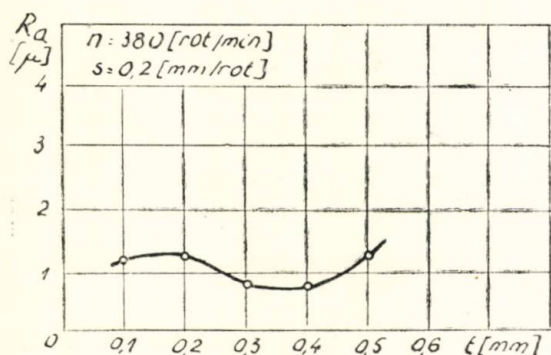


Fig. 9.

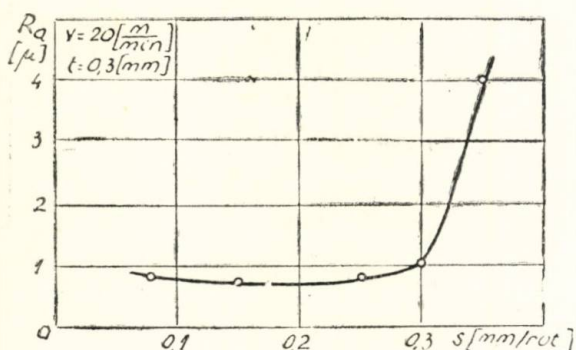


Fig. 10.

Concluzii

Prezenta lucrare, propunînd un nou criteriu de limitare a uzurii la găurire, oferă posibilitatea stabilirii regimurilor optime pentru prelucrarea oricărui material şi în particular pentru aliajul de aluminiu AT Si 15 Cu Mg Ni. Determinările au permis precizarea domeniilor optime pentru vitezele de aşchiere, avansuri şi adîncimi, atît pentru găurirea cît şi pentru alezarea aliajului amintit.

Bibliografie

- [1]. SAUER L., DRĂGHICI G., POPESCU I., GURGUI M., IVAN N.: *Studiul variaţiei forţei axiale şi a momentului de torsiune la burghierea aliajului ZT Al 4 Cu 1*. Buletinul I. P. Braşov, seria A, vol. XII, 1970.
- [2]. DUCA Z.: *Bazele teoretice ale prelucrării pe maşini-unelte*. Ed. didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1969.
- [3]. SAUER L.: *Scule pentru prelucrarea găurilor*. Ed. tehnică Bucureşti, 1966.
- [4]. SAUER L. şi colectivul: *Determinarea regimurilor de aşchiere şi a geometriei optime ale sculelor pentru aliaje de aluminiu fabricate în R.S.R.* Buletinul I. P. Braşov, seria A, vol. XI, 1969.

PROGRAMAREA ALGORITMULUI SIMPLEX PE CALCULATOARE ELECTRONICE, ÎN VEDEREA CALCULULUI REGIMURILOR OPTIME DE AȘCHIERE

V. N. IVAN

Abordînd problema optimizării sistemelor de prelucrare pe mașinile-unelte așchietoare, dintr-un anumit punct de vedere, într-o altă lucrare, recomandam utilizarea programării convexe pentru calculul regimurilor de așchiere utilizate în prelucrările cu blocuri de scule. Dar întrucît metoda propusă apelează algoritmul simplex, în lucrarea de față se prezintă schema logică a acestui algoritm pentru calculul factorilor de regim și chiar programul în limbaj Fortran IV pentru calculatorul electronic IBM 360/30.

L'ouvrage présente une nouvelle méthode à calculer les paramètres du régime de coupe, au point de vue de la réduction du prix. Mais l'amélioration, concernant la multitude des re-

strictions sera faite par les paramètres du régime de coupe.

Les méthode et les modèles de recherche opérationnelle permettent l'amélioration des opérations d'usinage de ce point de vue.

Nous avons utilisé le programme mathématique non-linéaire, notamment l'algorithme Kelley. Mais la méthode Kelley suppose le programme linéaire — l'algorithme simplex.

La rapidité et la fiabilité du choix des conditions de travail (les paramètres du régime de coupe) peuvent être réalisées par l'utilisation de l'ordinateur.

L'ouvrage présente à la fin, le schéma logique de l'algorithme simplex et même le programme pour l'ordinateur IBM 360/30 en langage FORTRAN IV.

În ultimul timp, în mod justificat, o importanță crescîndă se acordă, sporirii eficienței economice a proceselor tehnologice. Proiectarea și conducerea optimă a acestora au devenit astăzi posibile ca urmare a apariției a noi concepte și metodologii în domeniile ciberneticii și cercetării operaționale. Cu atît mai mult sînt posibile acestea, cu cît tehnica utilizării calculatoarelor electronice este în continuă dezvoltare.

Într-o lucrare precedentă [5] s-a indicat o metodă de calcul al parametrilor regimului de așchiere utilizîndu-se programarea convexă.

După cum se știe, pe de o parte parametrii regimului de așchiere v , s , t , T sînt îngrădiți de o serie de factori cum sînt: ritmul liniei de fabricație, puterea și cinematica mașinii-unelte, precizia dimensional-geometrică, rigiditatea sistemului tehnologic etc., iar pe de altă parte

aceiași parametri trebuie să optimizeze după caz funcția cost sau funcția productivitate. Exprimându-se analitic factorii restrictivi precum și funcția obiectiv (ne vom referi la prețul de cost) se obține modelul matematic al sistemului de calcul al factorilor regimurilor de așchiere.

Dacă ne vom referi la prelucrarea cu o singură sculă, atunci va exista întotdeauna un program $\hat{x}$ optim din mulțimea programelor $x = ||v s t||$ (ce satisfac restricțiile problemei și condițiile de nenegativitate $x \geq 0$) cu $X \in R^3$, pentru care $c(\hat{x}) \leq c(x)$ în care: v , s , t reprezintă viteza de tăiere în m/min, avansul în mm/rot respectiv adâncimea de tăiere în mm, iar c reprezintă costul prelucrării.

Se știe [2, 4, 5 etc.] că parametrii regimului de așchiere sînt supuși unor restricții de formele (1) sau (2) sau combinații ale acestora.

$$v \leq b, s \leq c, t \leq d \quad (1)$$

$$s^{y_x} \leq e, v \cdot s^{y_x} \leq f, s^{y_x} \cdot t^{x_x} \leq g \quad (2)$$

în care: b, c, d, e, f, g sînt coeficienți restrictivi rezultați din partea constantă a restricțiilor; y_x, x_x sînt exponenți cu valori bine precizate după caz.

Se știe [5] că partea variabilă cu factorii de regim a prețului de cost este dată de relația:

$$C = \frac{K_1}{v \cdot s} \left(1 + K_2 \cdot v \cdot s^{\frac{1}{m} \frac{y_v}{m}} \right) \quad (3)$$

în care: K_1, K_2 se determină conform [5]; m, y_v sînt exponenți cu semnificațiile cunoscute din legea lui Time-Taylor.

Avînd în vedere mai ales și restricțiile (2) se observă că modelul matematic este neliniar.

Lucrarea [5] pune la dispoziția celor interesați, o metodă de calcul al regimurilor optime de așchiere chiar și în cazul prelucrării cu completuri de scule (de fapt aici se manifestă avantajul metodei), unde neliniaritatea relațiilor modelului ar fi o problemă. Conform celor tratate în respectiva lucrare, dacă restricțiilor neliniare precum și funcției cost li se atașează semispațiile definite de inegalitățile liniare:

$$\varphi(x, x^0) \equiv a_i(x^0) + ||x - x^0||' \nabla a_i(x^0) \leq 0 \quad (4)$$

$$\psi(x, x^0) \equiv c(x^0) + ||x - x^0||' \nabla c(x^0) - y \leq 0 \quad (5)$$

atunci modelul matematic al problemei capătă următoarea formă standard după introducerea prealabilă a variabilelor ecart $w = ||w_1, w_2, w_m||'$ și a variabilei scop $y = y_1 - y_2$ cu $y_1, y_2 \geq 0$:

$$\begin{array}{rcl}
 a_{11} V + a_{12} S + a_{13} t & + w_1 & = A \\
 a_{21} V + a_{22} S + a_{23} t & + w_2 & = B \\
 a_{31} V + a_{32} S + a_{33} t + y_1 - y_2 & + w_3 & = C \\
 \hline
 a_{m1} V + a_{m2} S + a_{m3} t & + w_m & = M \\
 v, s, t, y_1, y_2 & & \geq 0 \\
 \min (y_1 - y_2) & &
 \end{array} \quad (6)$$

în care: a_i reprezintă restricția 1-a neliniară; $x^0 = || V_0 \ S_0 \ t_0 ||$ unde v_0, s_0, t_0 sînt valori inițial stabilite pentru parametrul v, s, t ;

Δ — este gradientul funcției respective;

a_{ij} — sînt coeficienți rezultați în urma calculelor.

Procedeeul iterativ al „metodei planului de secțiune” a lui Kelley prin care se rezolvă problema (6), presupune însă algoritmul simplex (sau orice alt algoritm din programarea liniară). Dar datorită faptului că cei doi algoritmi nu converg simultan către soluție (simplexul este utilizat de mai multe ori în cadrul algoritmului lui Kelley), rezultă că în cazul în care s-ar concepe un program principal pentru algoritmul lui Kelley atunci în cadrul acestuia, metoda simplex ar fi un subprogram de tipul subrutinei apelat ori de cîte ori ar fi necesar prin instrucțiunea: CALL SIMPLE (O,P) (lista 1), O,P fiind parametrii actuali semnificînd numărul liniilor, respectiv numărul coloanelor din tabelul cu date.

Scopul lucrării de față este de a pune la dispoziția utilizatorilor subrutina simplex. Acest subprogram a fost scris în limbajul FORTRAN IV și a fost verificat pe un calculator IBM 360/30.

De altfel de acest subprogram (în acest caz el devine un program principal) este nevoie și cînd problema regimurilor de așchiere (dar pentru prelucrări cu scule izolate), se rezolvă prin metoda indicată în lucrările [2, 4]. Modelul matematic conform lucrărilor amintite are forma:

$$\begin{array}{rcl}
 x_1 + x_x \cdot x_2 + y_x \cdot x_3 & = & b_1 \\
 x_1 + x_2 + x_3 & \geq & b_2 \\
 \hline
 x_1, x_2, x_3, \dots & \geq & 0 \\
 \min (f_0 - x_1 - x_2 - x_3) \text{ sau } \min \varphi & &
 \end{array} \quad (7)$$

în care: $x_1 = \log n$; $x_2 = \log (100 t)$; $x_3 = \log (100 s)$; f_0 și φ au semnificațiile din lucrarea [2].

Facem observația că de multe ori adîncimea de tăiere este cunoscută aprioric din alte considerente și deci în acest caz ea iese din discuție.

Datele inițiale ale problemei, furnizate de modelul matematic, vor fi depuse pe purtătorii de informații ai perifericelor (de tipul cititorului de cartele) sub forma unui tablou (figura 1) Menționăm că s-a considerat modelul (6), dar totul este similar și pentru un model de forma (7).

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	-----	NCOL
1	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0
2	0	V8	VA	V	S	Y1	Y2	W8	W9	--	X _{NCOL}
3	0	W8	A	a ₁₁	a ₁₂	a ₁₃	a ₁₄	a ₁₅	a ₁₆	--	a _{1NCOL}
4	0	W9	B	a ₂₁	a ₂₂	a ₂₃	a ₂₄	a ₂₅	a ₂₆	--	a _{2NCOL}
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
MLIN-2	f(0)	Z _{2j}	M	a _{m1}	a _{m2}	a _{m3}	a _{m4}	a _{m5}	a _{m6}	--	a _{mNCOL}
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
MLIN	0	DI									

OBS. Z_{2j} - Poate fi oricare din elementele liniei 2, care intră în ultima restricție a modelului matematic.

Fig. 1.

În baza lucrărilor [3, 6 etc.] și a celor amintite mai sus, s-a conceput schema logică detaliată a algoritmului simplex (figurile 2 a, 2 b, 2 c), iar apoi conform acesteia s-a scris subprogramul subrutină simplex (Lista 1 — extras din programul rulat și testat).

Subliniem faptul că acest subprogram a fost conceput pentru cazul în care din modelul matematic adus la forma standard se putea extrage imediat un program de bază de plecare. Pentru cazurile în care acest lucru nu-i posibil, determinarea programului de bază inițial se poate face de exemplu utilizând metoda celor două faze [3].

Notînd cu:

$$a = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \\ \vdots & \vdots \\ a_{m1} & a_{m2} \end{bmatrix} \quad i \quad \overset{\circ}{I} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix} \quad i \quad \begin{aligned} x^a &= \| x_1^a, x_2^a, \dots, x_m^a \|'; \\ h &= \| A, B, \dots, M \|'; \end{aligned}$$

x^a fiind vectorul coloană ale cărui componente sînt variabilele artificiale x^a , programul de bază inițial va fi $x^a = h$, iar problema (6) se va rezolva în două faze folosind același algoritm simplex și anume:

$$\begin{aligned} ax + w + \overset{\circ}{I} x^a &= h & ax + w &= h \\ x, x^a &\geq 0 & x &\geq 0 \end{aligned} \quad (8)$$

Faza I-a: $\min \sum_{i=1}^m x_i^a$ Faza II-a: $\min (y_1 - y_2)$

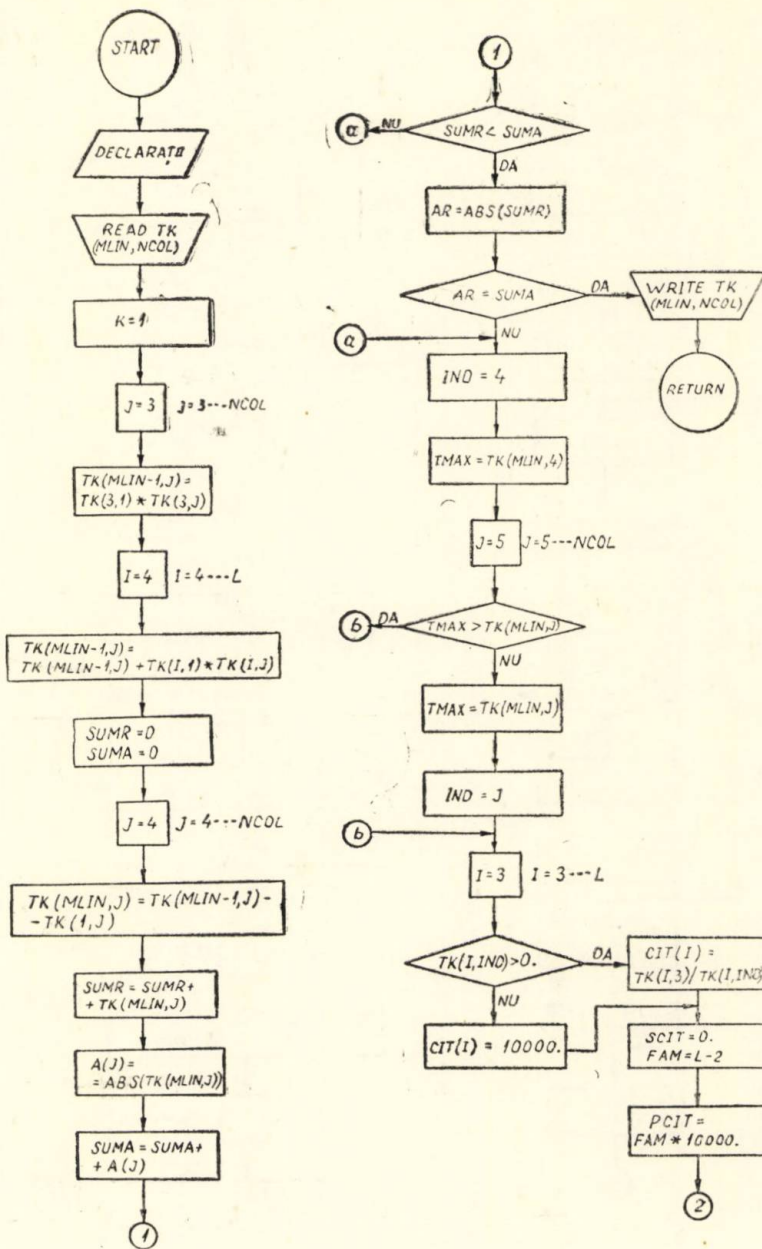


Fig. 2, a

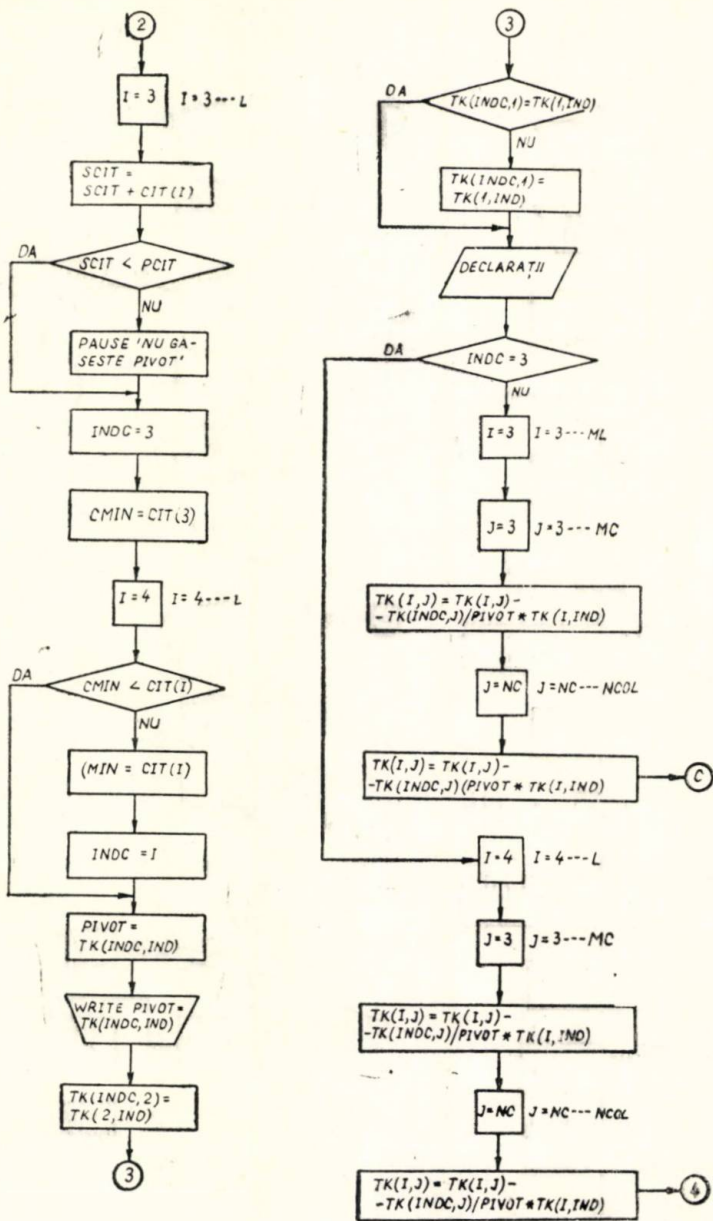
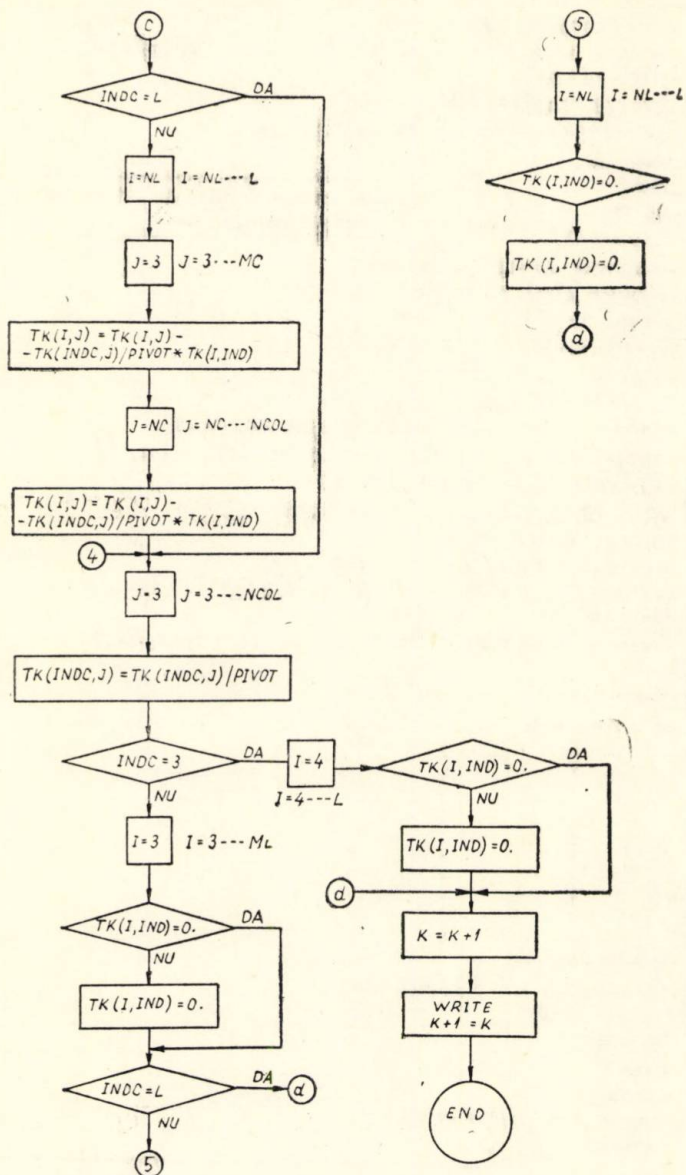


Fig. 2, b



*Lista I extras din
program.*

Bibliografie

- [1]. DRĂGHICI G.: *Tehnologia construcției de mașini*. Editura didactică și pedagogică, București, 1962.
- [2]. DRĂGHICI, G., CHIRIACESCU, S.: *Calculul durabilității și regimului de așchiere folosind programarea matematică*. Va apare în *Studii și cercetări de mecanică aplicată*.
- [3]. DRAGOMIRESCU, M., MALIȚA, M.: *Programarea pătratică*. Editura științifică, București, 1968.
- [4]. GORANSKII, K. G.: *K teorii avtomatizații inženernova truda*. Minsk, 1962.
- [5]. IVAN, N. V.: *Calculul prin programare convexă al regimurilor optime de așchiere*. Va apare în *Construcția de mașini*.
- [6]. MIHOC, GH., NADEJDE, I.: *Programarea matematică*. Vol. I, Editura științifică București, 1966.
- [7]. I.B.M. SYSTEM/360 FORTRAN IV Language, C 28-6515-7.
- [8]. I.B.M. SYSTEM/360 Disc Operating System FORTRAN IV Programmer's Guide, GC 28-6397-1.

DEPENDENȚA UZURII RADIALE A CUȚITULUI DE STRUNG DE DEFORMAȚIA LUI TERMICĂ

GH. DRĂGHICI

În lucrare se explică într-un mod original, fenomenul fizic al influenței deformației termice a cuțitului de strung asupra uzurii pe fața de așezare a acestuia (convențional denumim uzura de pe fața de așezare „uzură radială”).

Pentru a scoate în evidență acest fenomen, se fac strunjiri de diverse bare, cu și fără răcire artificială.

Se constată, că în toate cazurile studiate deformația termică a cuțitului în cazul strunjirii cu răcire este aproape egală, pe câtă vreme în cazul strunjirii fără răcire, aceasta este diferită, ceea ce face ca și uzura radială să fie diferită.

A l'usinage des pièces par coupe sur machines-outils réglées à la dimension, sur la précision dimensionnelle et géométrique, influence dans un heute mesure en plus des autres facteurs, le degré d'usure des outils sur leur face de dépouille. A l'usinage sur tour, cette usure est nommée conventionnellement, „usure radiale”.

Due à la chaleur qui est transmise dans la corps de l'outil, de la zone de coupe, ce-ci est chauffé et déformé thermiquement. L'outil étant fixé en console dans le support porté-outil, il s'allonge thermiquement en direction perpendiculaire sur la surface de la pièce qui est usinée.

Parce que la pièce qui est usinée ne permet pas l'allongement thermique libre de l'outil, on crée des tensions

de compression grâce aux quelles s'augmente le travail mécanique de frottement entre sa face de dépouille et la surface de la pièce qui est usinée, fait qui conduit implicitement à l'intensification de l'usure sur la face respective de l'outil.

Dans cet ouvrage, qui est une continuation de notre ouvrage avec le même titre en „Lucrări științifice” vol. IV 1960, de l'Institut Polytechnique Brașov, on présente les résultats expérimentaux obtenus au tournage de certaines barres d'acier nontrempé, d'acier trempé et de fonte. Les tournages ont été faits avec et sans pulvérisé, en chaque cas par le même régime de coupe. La barre d'acier nontrempé a été tournée à la $v = 300$ m/min, $s = 0,15$ mm/rot et $t = 0,3$ mm.

La barre d'acier trempé a été tournée à la $v = 60$ m/min, $s = 0,1$ mm/rot et $t = 0,3$ mm, et la barre de fonte à la: $v = 360$ m/min, $s = 0,08$ mm/rot et $t = 0,3$ mm.

Dans tous les trois cas étudiés on observe qu'an tournage à refroidissement, la grandeur de la déformation thermique est approximativement la même ($1...3 \mu m$). Ce fait prouve que refroidissement du corps de l'outil, qui ne peut pas être refroidie par le liquide de refroidissement, est déformé thermiquement seulement une part insignifiante de la zone voisine de la pointe de l'outil.

L'usure radiale dans les trois cas est différente parceque en plus de défor-

mation thermique, sur l'usure influence aussi des autres facteurs comme par exemple la dureté du material de la

pièce, la reaction chimique du materiel de la pièce et de l'outil avec la liquide de refroidissement.

În industria modernă constructoare de mașini, pentru a se mări productivitatea și precizia de prelucrare, prelucrarea pieselor se face pe mașini-unelte reglate la dimensiune, așezate în linii tehnologice automate cu flux continuu.

La prelucrarea pieselor pe mașini-unelte reglate la dimensiune, asupra preciziei dimensionale și geometrice influențează într-o măsură foarte mare, în afară de alți factori, *uzura sculelor pe fața lor de așezare*. La prelucrarea pe strung această uzură se numește convențional „uzură radială”. Printre factorii care influențează asupra uzurii radiale a cuțitelor de strung, este și deformarea lor termică.

După cum se știe, din întreaga cantitate de căldură care se degajă în zona de așchiere, o cantitate mică se scurge în corpul cuțitului. Datorită acestui lucru corpul cuțitului se alungește termic.

Intrucât piesa care se prelucrează, nu permite cuțitului să se alungească termic liber, se creează în corpul acestuia tensiuni de compresiune, datorită cărora se mărește lucrul mecanic de frecare dintre fața lui de așezare și suprafața piesei care se prelucrează, ceea ce duce implicit la intensificarea uzurii pe fața respectivă a cuțitului.

Metodica de cercetare

Determinarea experimentală a dependenței uzurii radiale de deformarea termică a cuțitului s-a făcut după următoarea metodică.

Pe un strung echipat cu un motor de curent continuu, s-au strunjit următoarele materiale:

— o bară din OLC 38, cu $v = 300$ m/min, $s = 0,15$ mm/rot, $t = 0,3$ mm, cu un cuțit L (figura 1) cu plăcuța din carbură metalică S_1 fixată mecanic, odată fără răcire și apoi în aceleași condiții, cu răcire cu lichid în stare pulverizată;

— o bară din oțel OLC 45 călit la duritatea de 40 HRC cu $v = 60$ m/min, $s = 0,1$ mm/rot și $t = 0,3$ mm, cu același cuțit L cu plăcuță S_1 fixată mecanic. Strunjirea s-a făcut fără și cu răcire;

— piese din fontă silicioasă cu $HB = 197$. Regimul de așchiere a fost: $v = 360$ m/min; $s = 0,08$ mm/rot și $t = 0,3$ mm. Și în acest caz strunjirea s-a făcut fără și cu răcire.

Măsurarea uzurii radiale și a deformăției termice a cuțitului s-a făcut cu ajutorul unui aparat proiectat de autor și realizat în laboratorul

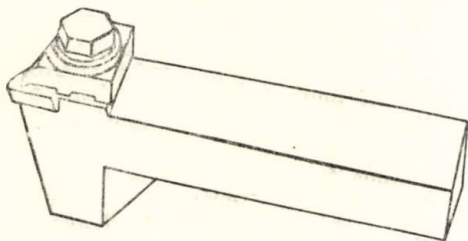


Fig. 1.

de TCM din I. P. Braşov, prezentat în figura 2, după fiecare trecere, care a durat 2...4 minute, lăsându-se de fiecare dată cuţitul să se răcească.

Rezultatele experimentale

În diagrama din figura 3 este reprezentată variaţia uzurii radiale şi a deformaţiei termice a cuţitului la strunjirea barei din OLC 38 necălit.

Din analiza diagramei se vede, că la strunjirea fără răcire uzura radială creşte foarte repede (curba 1), aproape liniar, atingînd o valoare de $42\text{ }\mu\text{m}$, după un timp de lucru de 32 minute. Deformaţia termică a cuţitului a crescut pînă la $12\text{ }\mu\text{m}$ după aceeaşi perioadă de timp (curba 1).

La strunjirea cu răcire uzura radială după aceeaşi perioadă de timp (curba 2) a fost de numai $5\text{ }\mu\text{m}$, iar deformaţia termică $2\text{ }\mu\text{m}$ (curba 2).

La strunjirea barei din oţel călit variaţia uzurii radiale şi a deformaţiei termice este reprezentată în diagrama din figura 4.

Ca şi în cazul precedent, se vede că uzura radială este mai mare atunci, cînd prelucrarea se face fără răcire, cînd şi deformaţia termică a cuţitului este, după aceeaşi perioadă de timp (125 min), de numai $3\text{ }\mu\text{m}$ faţă de $35\text{ }\mu\text{m}$ la strunjirea fără răcire.

În diagrama din figura 5 se vede, că la prelucrarea fontei uzura radială, atunci cînd strunjirea se face fără răcire, variază foarte brusc, ajungînd numai după 20 minute la o mărire de $95\text{ }\mu\text{m}$. Foarte mare este şi deformaţia termică a cuţitului în acest caz şi anume de $30\text{ }\mu\text{m}$, faţă de numai $2\text{ }\mu\text{m}$ în cazul strunjirii cu răcire.

La strunjirea cu răcire şi uzura radială după 20 minute este foarte mică, de numai $1,5\text{ }\mu\text{m}$, chiar mai mică decît deformaţia termică a cuţitului. Acest lucru se explică prin faptul, că grafitul din fontă împreună cu lichidul de răcire-ungere a dus la micşorarea coeficientului de frecare şi deci la micşorarea lucrului mecanic de frecare, faţă de cazul strunjirii fără răcire.

Concluzii

În toate cele trei cazuri studiate, se vede că la strunjirea cu răcire mărimea deformaţiei termice este aproximativ aceeaşi $1\text{--}3\text{ }\mu\text{m}$, ceea ce dovedeşte că datorită răcirii corpului cuţitului se deformează termic numai o mică parte din zona din apropierea vîrfului cuţitului, care nu poate fi răcită de către lichidul de răcire.

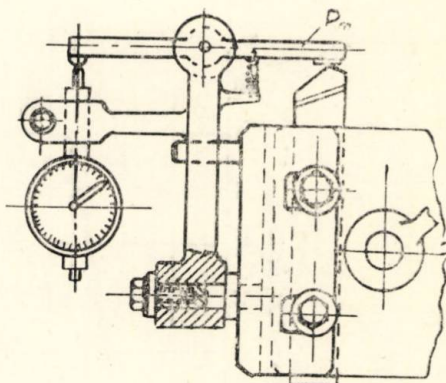


Fig. 2.

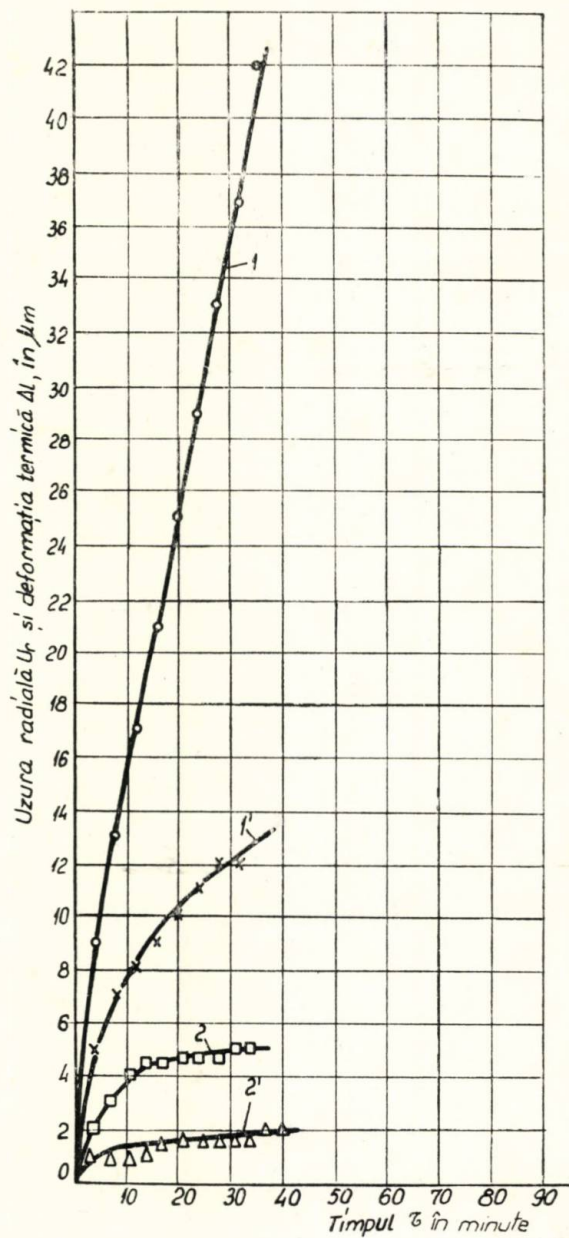


Fig. 3.

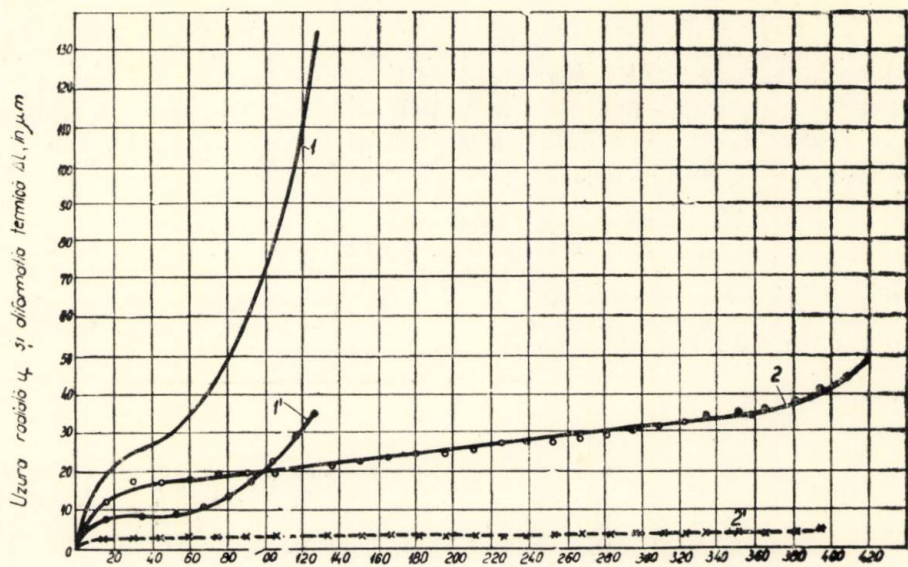


Fig. 4. Timpul τ în minute

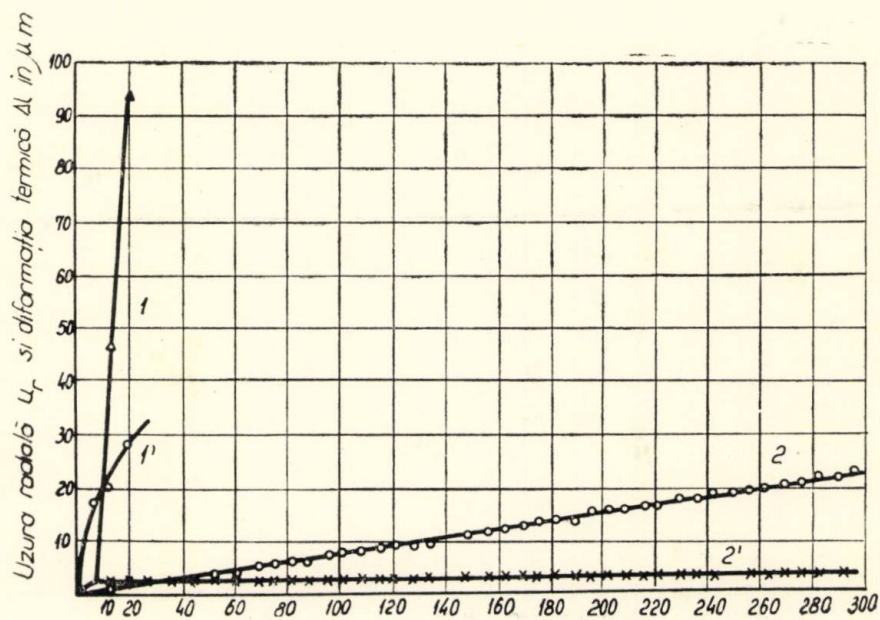


Fig. 5. Timpul τ în minute

Dacă situația se prezintă în felul arătat, se naște întrebarea: de ce atunci uzura radială în cele trei cazuri studiate nu este și ea aproape aceeași? Uzura radială în cele trei cazuri este diferită, pentru că în afară de deformația termică, asupra uzurii mai influențează și alți factori, ca de exemplu: duritatea materialului piesei care se prelucreează, coeficientul de frecare și reacția chimică a materialului piesei cu lichidul de răcire-ungere și materialul plăcuței de carbură metalică.

Bibliografie

- [1]. DRĂGHICI, GH.: *Influența deformației termice asupra uzurii cutitului pe suprafața de așezare.*

Lucrări științifice, vol. IV, seria Mecanică, 1960, Institutul politehnic Brașov.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL PRECIZIEI DE PRELUCRARE LA RECTIFICAREA ROTUNDĂ EXTERIOARĂ CU FORȚĂ REGLATĂ. PRECIZIA FORMEI

GH. SECARĂ

În lucrare se studiază teoretic și experimental precizia formei ce se obține la rectificarea rotundă exterioară cu forță reglată. Din cercetarea teoretică elaborată, care are la bază un model dinamic cu un singur grad de libertate, a rezultat că precizia formei, atât în secțiune radială cât și axială, este cu mult superioară celei de la rectificarea clasică obișnuită. Experiențele practice efectuate au verificat concluziile teoretice rezultate.

In der Arbeit wird theoretisch und praktisch die Genauigkeit der beim Aussenrundscheifens mit geregelter Kraft erhaltenen Form untersucht. Aus der theoretischen ausgearbeiteten Untersuchung, die als Grundlage ein dynamisches Modell mit einem einzigen Freiheitsgrad hat, ging hervor, dass die Genauigkeit der Form im Radialschnitt derjenigen des üblichen klassischen Schleifens um vieles überlegen ist. Die ausgearbeitete Untersu-

chungsmethode ist viel weitreichender als die bisher erprobten, weil sie auch die Grenzbearbeitungsbedingungen sowohl für das Werkstück, als auch für die Werkzeugmaschine in Betracht zieht.

Die Überlegenheit der Methode besteht darin dass mit ihrer Hilfe die wesentlichen Punkte leicht bestimmt werden können, so dass das Schleifen mit geregelter Kraft vorteilhaft erfolgen kann.

Die auf einer Schleifmaschine, die eine Vorrichtung für die Regelung der Zerspanungskraft besitzt ausgeführte experimentelle Untersuchung hat die ausgearbeitete Theorie vollkommen bestätigt. Durch die Anpassung einer einfachen Programmierungsanlage konnte eine bis fünffache Erhöhung der Genauigkeit der Form der Werkstücke im Längsschnitt erzielt werden.

Desgleichen wird auch die Tatsache hervorgehoben, dass mit dem Ansteigen der Zerspanungskraft auch eine Überlegenheit der Bearbeitung mit geregelter Kraft zu verzeichnen ist.

Odată cu apariția posibilității de realizare a rectificării cu forță constantă [1], principala problemă care s-a pus a fost aceea a stabilității sistemului MUDPS în timpul prelucrării.

Experiențele comparative, efectuate în diverse moduri, au stabilit [2] că dacă se consideră valoarea instantanee a forței, constantă, este practic imposibilă realizarea formei circulare a pieselor. În acest caz, la început, sistemul are o oarecare stabilitate, dar după un timp foarte scurt

devine complet instabil. Același lucru se întâmplă și în cazul când presiunea instantanee de contact dintre piesă și sculă este considerată constantă. Obținerea formei circulare corecte s-a dovedit posibilă doar în cazul când numai forța medie este menținută constantă. În acest caz de-a lungul unei rotații complete a piesei pot exista și situații când forța instantanee este mai mică sau mai mare. Cercetările mai recente [3] confirmă acest lucru, iar în prezent acest mod de a realiza prelucrarea este unanim acceptat ca singur posibil.

Prima încercare de definire a stabilității sistemului MUDPS, în cazul rectificării cu forță medie constantă o face Gan, R. S. în lucrarea [4]. În această lucrare mașina de rectificat este considerată ca un sistem oscilant cu un singur grad de libertate, și se determină condițiile în care se obține corectarea erorilor inițiale de la circularitate. Nu se discută însă problema limitelor domeniului de existență a vitezei piesei pentru care corectarea se face cel puțin la fel de bine ca în cazul când se lucrează cu mecanismul de avans obișnuit. De asemenea nu este indicată o metodă pentru determinarea condițiilor în care corectarea erorilor se face cel mai repede, cu toate că pentru practică ambele au o mare importanță.

În lucrarea de față, plecând de la această necesitate, se dezvoltă o metodă unitară de studiu și analiză a abaterilor de formă care permite luarea în considerare a tuturor cazurilor de prelucrare și anume metoda analizei de fază, care poate fi folosită și la rectificarea fără virfuri. Conform acesteia, modelul dinamic al sistemului considerat arată ca în figura 1, unde arcul cu rigiditatea k , reprezintă simbolic legătura dintre capul de rectificat și piesa de prelucrat. Rezistența opusă mișcării sistemului este reprezentată prin amortizorul viscos b .

Ecuția de mișcare a unui asemenea sistem poate fi scrisă sub forma:

$$M \cdot \ddot{x} + b \cdot \dot{x} + K \cdot x = K \cdot \cos \omega t. \quad (1)$$

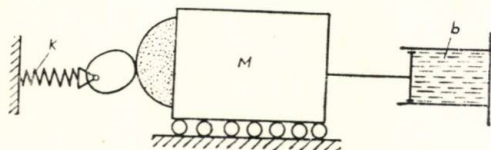


Fig. 1.

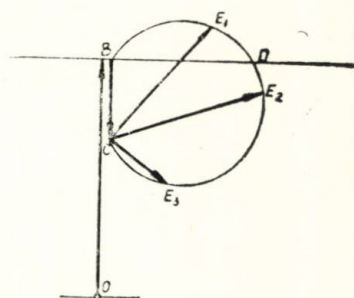


Fig. 2.

în care ω este viteza unghiulară a piesei; valoarea erorii inițiale este considerată convențional ca fiind egală cu unitatea.

Rezolvind ecuația de mișcare a sistemului rezultă: $\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}}$ care reprezintă frecvența proprie a sistemului:

$$f = \frac{b}{b_c} = \frac{b}{2M \cdot \omega_0}$$

amortizarea relativă, care determină cota parte din amortizarea critică pe care o reprezintă amortizarea sistemului.

Din studiul condițiilor de lucru rezultă diagrama vectorială, figura 2, ce indică corectarea posibilă a erorilor de formă din timpul rectificării.

Conform acesteia în sens opus cu sensul vectorului unitar al erorii inițiale OB, se ia vectorul corecției BC, care se realizează cu capul de rectificat imobil. Deoarece în sistemul considerat nu există alte legături elastice decât arcul k , rigiditatea relativă a sistemului este egală cu unitatea, și hodograful vectorului oscilațiilor va avea drept bază vectorul CB. După o rotație a piesei, eroarea va fi determinată de suma vectorilor OB, CB și CE (vectorul care determină variația condițiilor de generare a formei ca urmare a oscilațiilor capului de rectificare; unghiul dintre OB și CE este determinat de proprietățile dinamice ale sistemului). Dacă admitem că vectorii BC și CE au valori mici în comparație cu unitatea, putem considera că o corectare a erorilor se va produce pe porțiunile hodografului aflate dedesubtul dreptei BD, și o creștere a erorilor, pe porțiunile aflate deasupra acestei drepte.

Hodograful vectorului oscilator reprezintă tocmai caracteristica amplitudine-fază a sistemului. Familia acestor caracteristici, pentru modelul cu un singur grad de libertate este reprezentată în figura 3.

Dreapta BD, paralelă cu axa imaginară și dusă prin punctul +1, împarte fiecare caracteristică în două porțiuni: stabilă în stînga și instabilă în dreapta. De aici se poate obține ușor „criteriul de stabilitate necondiționată, determinată ca fiind acea valoare a amortizării relative f , pentru care caracteristica amplitudine-fază nu intersectează dreapta BD. Un asemenea mod de abordare a problemei permite determinarea valorii:

$$f = \frac{b}{b_c} = 0,5,$$

ceea ce verifică condițiile limită admise. Porțiunile din caracteristică care se află la stînga axei imaginare, asigură o corectare a erorii cel puțin la fel de bună ca și în cazul folosirii mecanismului de avansuri „rigid“. Valoarea exactă a limitei considerate este:

$$\frac{\omega}{\omega_0} = 1 + \frac{|BC|}{4(1 - |BC|)}$$

Ne putem convinge ușor că pentru valorile reale ale vectorului $|CB| < 0,1$, eroarea determinării valorii raportului $\frac{\omega}{\omega_0}$, care apare datorită ipotezelor admise, nu depășește 3 %.

Din examinarea aceleiași familii de caracteristici, pot fi de asemenea determinate condițiile de corectare rapidă a erorilor. De exemplu ducând o dreaptă verticală prin punctul -1 corectarea se face de două ori mai repede ca la o mașină cu mecanism de avans „rigid”. În cazul considerat aceste condiții sînt:

$$f = 0,125; \frac{\omega}{\omega_0} = 1,03 \text{ și } 1,4 \text{ sau } f = 0,2; \frac{\omega}{\omega_0} = 1,1 \text{ și } 1,25$$

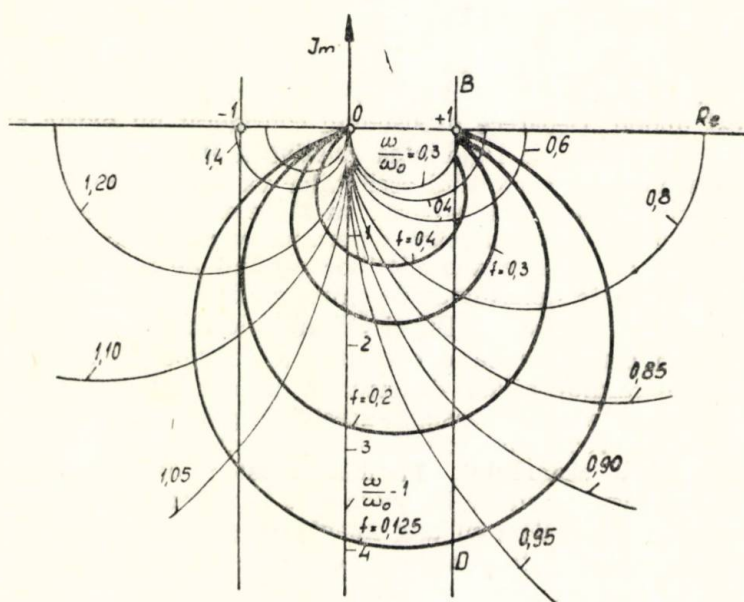


Fig. 3.

Condițiile unei corectări optime, pot fi determinate ducând tangenta vectorială la caracteristica corespunzătoare a sistemului. Pentru o mai mare siguranță se poate lua $\frac{\omega}{\omega_0} \geq 1,4$. În acest caz se obține o corectare a abaterilor de la forma circulară a piesei cu pînă la 50 % mai repede decît în cazul mecanismului cu avans rigid. Pe de altă parte după cum arată ultimele cercetări [5, 6] menținerea constantă a forței radiale în procesul de rectificare circulară exterioară asigură o puternică creștere a productivității prelucrării. Aplicarea sistemului de reglare automată a forței radiale în cazul existenței unui mecanism de creștere accelerată a pătrunderii inițiale, permite ca rectificarea să înceapă chiar de la prima trecere și aceasta cu o intensitate maximă. Dacă la aceasta se adaugă și precizia înaltă a formei ce se poate obține rezultă pregnant superioritatea acestui mod de realizare a rectificării.

Din cele expuse reiese că reglarea forței, în cazul rectificării, îndepărtează completamente influența erorilor întâmplătoare de exactitate a formei și a dimensiunilor piesei brute iar în plus, garantează stabilitatea calității suprafeței prelucrate și a stratului superficial. Însă la o simplă stabilizare a forței radiale nu se reușește să se compenseze influența factorilor sistematici ce țin de rigiditatea sistemului MUDPS. Drept consecință în cursul procesului de rectificare apar și se acumulează un nou tip de erori de formă și anume cele măsurate într-o secțiune de-a lungul axei de rotație, care sînt eliminate de-abia la rectificarea de finisare.

Din această cauză, adaosul minim necesar pentru această fază este:

$$A_{\text{finis}} \leq P_{a \cdot \text{max}} + \delta_{\text{degr}}. \quad (2)$$

unde $R_{a \text{ max}}$ este înălțimea maximă a asperităților, iar $\delta_{d \cdot \text{gr}}$ eroarea formei piesei în secțiune longitudinală, la sfîrșitul prelucrării de degroșare.

După cum se vede la valori mari ale erorii de formă, este necesar să se piardă mult timp în etapa de finalizare a prelucrării. Corectarea acestor erori, la rectificarea obișnuită de finisare, este un proces asimptotic, lent, iar adaosul de prelucrare trebuie să fie cu mult mai mare față de cel minim calculat după relația (2). Chiar și în cazul aplicării unei rectificări controlate de finisare, durata ei este foarte mare. Dacă însă piesa spre sfîrșitul rectificării de degroșare ar avea forma apropiată de cea ideală, atunci s-ar putea reduce substanțial durata rectificării de finisare, ceea ce ar duce la o creștere pronunțată a productivității.

Din studiul procesului de rectificare rotundă a rezultat că la o rectificare obișnuită are loc o corectare asimptotică a erorilor întâmplătoare ale formei piesei brute — δ_{pbx} — și acumularea asimptotică de erori ale formei, generate de către inconstanța rigidității sistemului MUDPS — j_x — pe lungimea de prelucrare și de inexactitatea reglării statice — δ_{stx} —. Dacă la fiecare cursă se dă un avans transversal t_r [mm] — atunci la o cursă oarecare — i — de rectificare, eroarea sumată a formei piesei în secțiunea axială x — în raport cu secțiunea inițială x_0 , este:

$$\delta_{xi} = t_r \left[\frac{1 - (1 - R_x)^i}{R_x} - \frac{1 - (1 - R_0)^i}{R_0} \right] \pm \delta_{\text{stx}} [1 - (1 - R_x)^i] \pm \delta_{\text{pbx}} (1 - R_x)^i \quad (3)$$

unde:

$$R_x = \frac{j_x}{W + j_x}; \quad R_0 = \frac{j_0}{W + j_0};$$

j_0 — rigiditatea sistemului MUDPS în secțiunea x_0 ;

$W = C \frac{v_p}{v_s} s_p^{0.34} \cdot B$ — conform formulei lui L. A. Glizer;

v_p, v_s, s_p — parametrii regimului de așchiere;

B — lățimea discului de rectificat.

Numărul curselor în procesul rectificării este de obicei destul de mare, de aceea dominante sînt erorile de formă sistematice. Acest lucru se vede în figura 4.

În condițiile reale de rectificare și îndeosebi la degroșare valoarea determinată o au erorile sistematice ale reglării dinamice ale sistemului MUDPS. În acest caz valoarea maximă posibilă a erorii formei, la un număr mare de curse este:

$$\delta_{\max}_{i \rightarrow \infty} = P_r \left(\frac{1}{j_{\min}} - \frac{1}{j_{\max}} \right) \pm \delta_{st \max}. \quad (4)$$

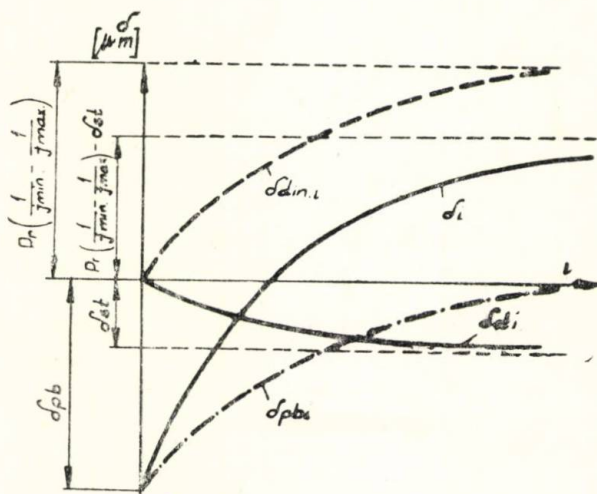


Fig. 4.

Comparativ cu aceasta se poate aprecia că la fel de mare ar fi și valoarea erorilor formei la prelucrarea cu forță constantă, reglată de SAR. Combinarea semnelor a trei forme de erori poate fi dificilă, adică, ele pot, parțial fie să se compenseze unul pe altul, fie să se adune.

Prevenirea, apariția și acumularea erorilor sistematice de formă este posibilă doar pe calea reglării după program a forței radiale de așchiere. Programul trebuie ales, încît să asigure constanța relației forței radiale și a rigidității sistemului MUDPS. În locurile erorilor reglării sistematice a sistemului este necesar să se realizeze deplasarea elastică complementară, egală cu mărimea acestei erori. Legea de schimbare a forței, pe parcursul mișcării relative dintre piesă și sculă, care asigură constanța razei piesei pe întreaga lungime de prelucrat se exprimă cu ajutorul relației:

$$P_{rx} = P_{r_0} \frac{j_x}{j_0} \pm \delta_{st} \cdot j_x \quad (5)$$

unde P_{r_0} este forța radială în secțiune inițială.

Verificarea experimentală a posibilităților de mărire a exactității formei, reieșite din studiul teoretic elaborat, s-a efectuat pe o mașină de rectificat rotund exterior de tip R.U. 200, dotată cu o instalație specială

[3] ce permite reglarea forței radiale de așchiere. Pentru verificarea preciziei forme în lungul axei piesei sistemul de reglare a forței a fost completat cu o instalație simplă de programare, care a permis să se schimbe mărimea forței radiale date, pe lungimea de prelucrare. Procedul folosit s-a bazat pe cunoașterea prealabilă a cedării elastice a sistemului MUDPS, obținută la prelucrarea fără reglare, pe baza căreia s-a stabilit programul de variere a forței radiale. Acest lucru, la instalația folosită, s-a realizat prin intermediul variației corespunzătoare a adâncimii de așchiere, în așa fel ca să fie compensată variația dimensiunilor obținute înainte de reglare.

Sistemul de programare folosit este cel mecanic, programul fiind imprimat pe o riglă asemănătoare cu cea folosită curent la compensarea erorilor de prelucrare.

În figurile 5 și 6 sînt prezentate comparativ rezultatele obținute pe de o parte la rectificarea obținută, figura 5, și pe de altă parte la prelucrarea cu forță reglată, figura 6. Din aceste diagrame se vede că dacă în primul caz abaterile de la forma circulară a pieselor prelucrate sînt de aproximativ $2,4 \mu\text{m}$, la rectificarea cu forță reglată aceste abateri nu au depășit $1,1 \mu\text{m}$ (figura 6), ceea ce verifică teoria elaborată.

Verificarea preciziei forme în lungul axei piesei s-a făcut prin prelucrarea mai multor axe de diverse dimensiuni și lungimi, atît pe o mașină obișnuită cît și pe cea dotată cu instalația de re-

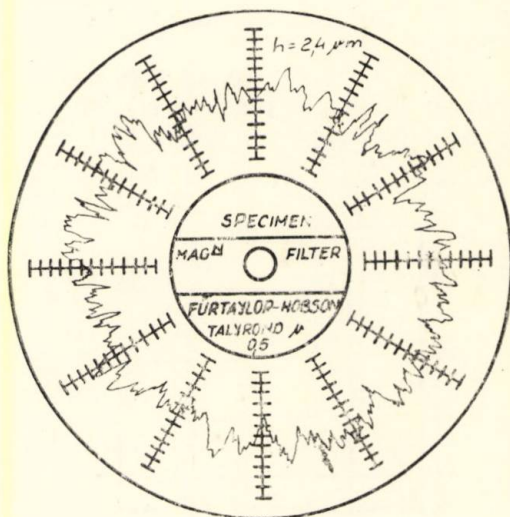


Fig. 5

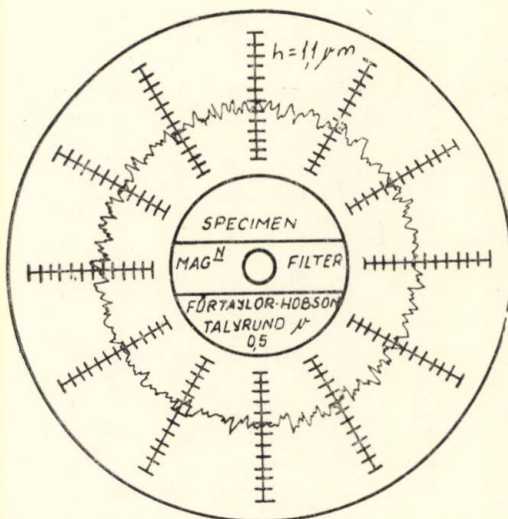


Fig. 6.

glare a forței. Pentru cazurile cercetate programele s-au întocmit ținând seama de influența, atât a valorii diametrului exterior cât și a lungimii axelor prelucrate.

Regimul de așchiere folosit a fost pentru ambele situații același și a avut: $v_s = 37$ m/s, $v_p = 20$ m/min și $s_l = 1,5$ m/min. Discul abraziv utilizat a fost din electrocorindon nobil, granulația 25, duritatea M, liant ceramic.

Pentru ilustrare, în figura 7, (a — fără reglarea forței, b — cu reglarea forței), se prezintă rezultatele obținute la degroșare iar în figura 8, (a — fără reglarea forței, b — cu reglarea forței), cele de la finisare.

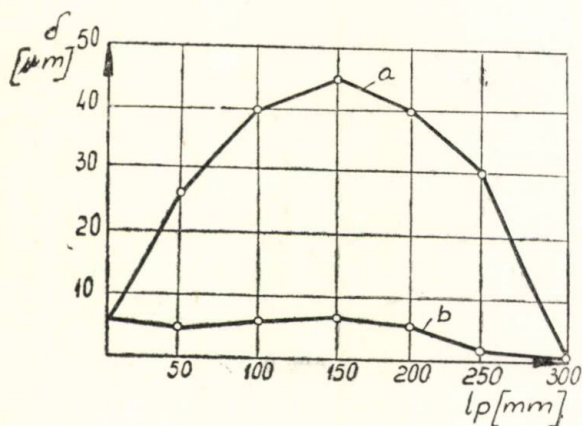


Fig. 7.

Conform acestora, se poate conchide că, prin folosirea sistemului de reglare a forței precizia formei în lungul axei, atât la degroșare cât și la finisare crește substanțial.

Tot de aici se mai poate vedea că această creștere este cu atât mai pronunțată cu cât și forța aplicată este mai mare, ceea ce indică și domeniul de aplicare.

Concluzii

Precizia formei circulare a pieselor prelucrate este la rectificarea rotundă exterioară cu forță reglată, de cel puțin două ori mai mare ca cea obținută la rectificarea obișnuită.

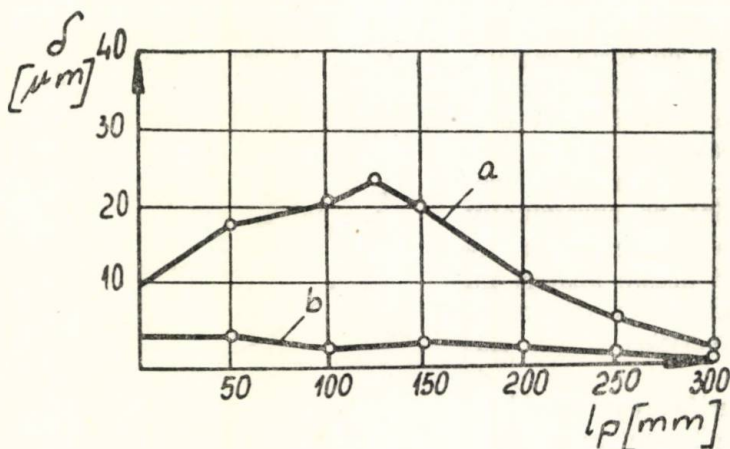


Fig. 8.

Prin aplicarea sistemului de reglare a forței radiale, și aceasta în prezența unui mecanism de creștere accelerată a pătrunderii inițiale, crește, pe lângă precizia formei și productivitatea prelucrării.

În lungul axei pieselor, la rectificarea cu forță reglată precizia formei crește pînă la de șase ori față de prelucrarea obișnuită. Această creștere este cu atît mai mare cu cît și forța aplicată este mai mare.

Costul relativ scăzut al sistemului de reglare automată după program a forței de așchiere permite ca acesta să fie recomandat atît pentru modernizarea mașinilor-unelte vechi, cît și la fabricarea mașinilor de rectificat noi. Domeniul de aplicare este în aceeași măsură producția de unicate cît și cea de serie mare și de masă.

Realizarea prelucrării prin metoda reglării după program a forței de așchiere permite exploatarea rațională și a sculelor abrazive.

Bibliografie

- [1]. YOUNG, A. W.: *Un nou procedeu de apropiere la rectificare cu utilizarea apăsării constante a discului abraziv*. IRON AGE, Vol 192, nr. 13, sept. 1963, pag. 137—139.
- [2]. BALAKSIN, B. S.: *Samapodnastroi-vaiusciessa stanki*. Izdatelstvo Mașinostroenie, 1965.
- [3]. SECARĂ, GH.: *Comportarea sculelor abrazive la rectificarea rotundă exterioară cu forță reglată*. Dizertație, 1968, Institutul politehnic Brașov.
- [4]. GAN, R. S.: *Slifovanie s kontrolem usiliia vrezaniia. Novaia tehnologia prețizionnogo vnutrenuego slifovanii*. Trudî amerikanskogo abseestva injenerov-mehanikov. Konstruirovanie i tehnologiia mașinostroeniia, nr. 3, Mir, 1964.
- [5]. KORCEAK, S. N.: *Apresiasi productivității procesului de rectificare la prelucrarea cu forță radială constantă*. Vestnik Mașinostroenia, 1969, nr. 4, pag. 69—73.
- [6]. CEARKO, D. V., HUDOBIN, L. V.: *Mărimea productivității la rectificare*. Stanki i instrument, 1967, nr. 4, pag. 11—13.

FINISAREA ȘI DURIFICAREA SUPRAFETELOR CILINDRICE INTERIOARE PRIN VIBRO-RULARE

I. POPESCU

Lucrarea prezintă soluții constructive noi care largesc perspectiva de aplicare la scară industrială a prelucrărilor de finisare și durificare prin vibro-rulare. Instalația utilizată se impune prin construcția unui cap vibrator acționat de un generator hidraulic de impulsuri.

Având în vedere importanța pe care o prezintă cinematica procesului de finisare a suprafețelor prin vibro-rulare, lucrarea stabilește analitic legătura dintre parametrii cinematici și constructivi ai sistemului tehnologic utilizat.

Die Verformungswirkung bei Pressrollen ist umso grösser, je dichter die Bewegungen des Verformungselementes über der Bearbeitungsoberfläche ausgeführt werden. Zu diesem Zweck wurden die klassischen Feinbearbei-

tungsverfahren mit Oberflächenverfestigung vervollständigt mit einer zusätzlichen Vibrationsbewegung des Werkzeuge oder des Werkstückes.

Die bisher gewonnenen Untersuchungsergebnisse sind mehr oder weniger befriedigend in bezug auf die heute geforderte Genauigkeit und Produktivität. Aus diesem Grunde werden in dieser Arbeit neue konstruktive Wege zur Erweiterung der Verwendungsmöglichkeiten angeführt. Die experimentelle Ausrüstung für die Bearbeitung zylindrischer Innenoberflächen besteht im wesentlichen aus einem neuen Vibrationskopf, der durch einen hydraulischen Impulsgenerator betrieben wird.

Weiterhin wurde die Kinematik des Feinbearbeitungsprozesses durch Pressrollen untersucht und die kinematischen und konstruktiven Parameter des technologischen Systems analytisch bestimmt.

Finisarea suprafețelor prin deformare plastică se remarcă prin avantaje substanțiale față de prelucrările prin așchiere. Obținerea unui fibraj favorabil, realizarea ecruisării și a tensiunilor de compresiune în stratul superficial, posibilitatea obținerii unei netezimi superioare a suprafeței prin îmbunătățirea rugozității inițiale, reprezintă avantajele și particularitățile principale ale acestui procedeu.

Concomitent cu durificarea stratului superficial cu 30...50% față de duritatea miezului piesei, se realizează și o creștere substanțială cu pînă la 80% a capacității portante a suprafețelor astfel prelucrate [1].

După cum arată cercetările anterioare [3, 4], acțiunea de deformare prin rulare este cu atît mai mare cu cît mai complexe sînt mișcă-

rile elementului deformator în raport cu suprafața inițială de prelucrat. În acest scop metodele clasice de finisare și ecruisare a pieselor metalice prin rulare au fost completate cu vibrarea sculei sau a elementului de rulare.

Încercările de pînă acum [3, 4], destinate prelucrării suprafețelor cilindrice exterioare, extinse ulterior și la suprafețele cilindrice interioare, pare să nu satisfacă în măsură suficientă cerințele de productivitate tot mai ridicate ale producătorilor și beneficiarilor.

În acest sens lucrarea de față prezintă unele soluții constructive care largesc perspectiva de aplicare la scară industrială a noului procedeu.

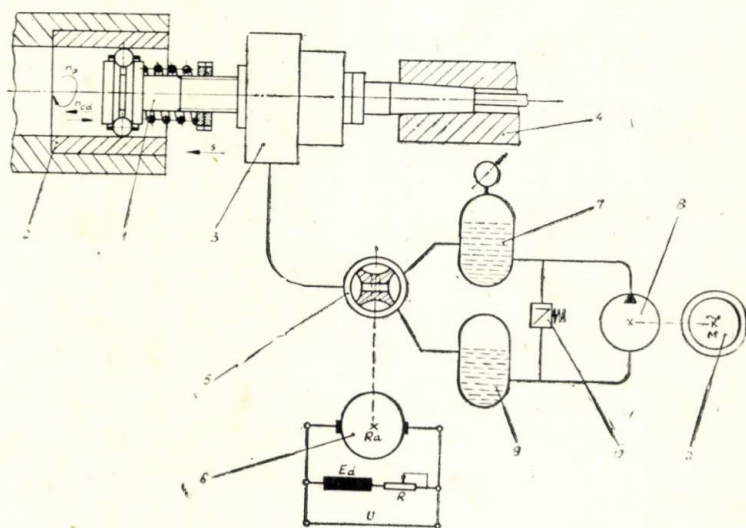


Fig. 1

La soluționarea problemei s-a avut în vedere scopul prelucrării (ecruisare și finisare), dimensiunile, forma constructivă și rigiditatea semifabricatelor destinate prelucrării prin acest procedeu în condițiile unei eficiențe economice sporite.

Instalația cu caracter experimental (figura 1) s-a executat în scopul prelucrării suprafețelor interioare la tuburi, buci și cămăși de cilindri cu pereții relativ subțiri.

1. Construcția sculelor utilizate

Alegerea unei construcții raționale a sculelor este determinată de un mare număr de factori: dimensiunea și forma pieselor de prelucrat, rezistența și rigiditatea lor, precizia dimensional-geometrică, caracterul producției și altele.

Pentru studiu și experimentare s-a adoptat construcția a două capete de rulat cu bile, echipate cu două conuri. Unul din capete are carcasa corpurilor de rulare mobilă și conurile fixe (figura 2), iar celălalt

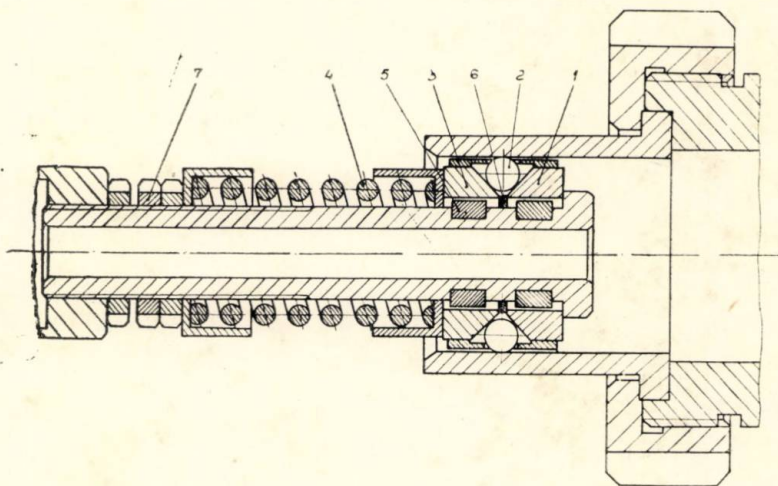


Fig. 2.

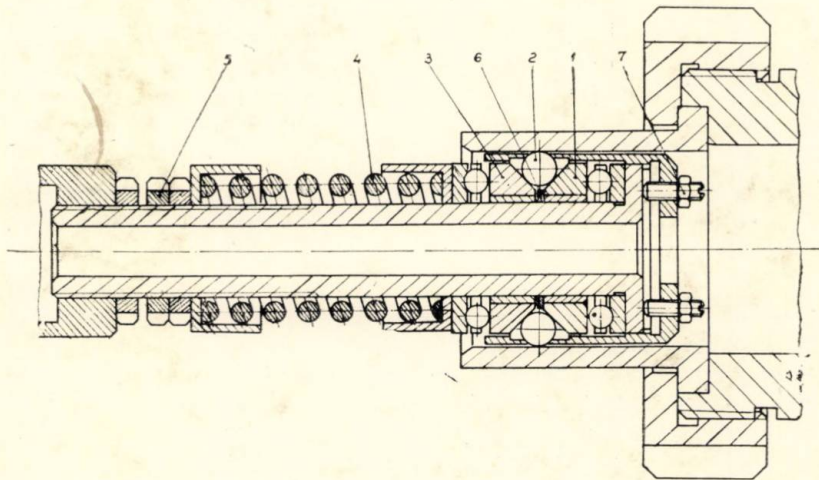


Fig. 3.

lalt are carcasa fixă și conurile mobile (figura 3). În vederea eliminării pericolului producerii unui strat de metal cu rugozitate și tensiuni neomogene, corpurile de rulare sînt acționate elastic. Această elasticitate este asigurată de posibilitatea deplasării axiale a conului intermediar 3,

care transmite bilelor de lucru 2, o presiune maximă, constantă pe toată circumferința căilor de rulare, dată de un resort elicoidal 4.

În scopul evitării fenomenului de poligonizare a bilelor de lucru, capul de rulat (figura 2), trebuie să asigure o mișcare giroscopică a corpurilor de rulare. La construcțiile de pînă acum, aceasta era asigurată de faptul că unul din conurile de atac se putea roti liber, datorită prezenței unui rulment axial

între conul intermediar și resortul elicoidal de compresiune 4.

Noua construcție simplificată, elimină din ansamblu rulmentul axial și anulează mișcarea liberă de rotație prin introducerea unor pene de blocare 5. Mișcarea giroscopică a bilelor de lucru, la noua construcție se realizează prin adoptarea unor unghiuri de presiune la conurile de atac, diferite $\alpha_1 \neq \alpha_2$ (figura 4). Cu urmare a acestui fapt razele de rulare ale bilelor față de axa II—II (r_1 și r_2) precum și cele ale conurilor (R_1 și R_2) față de axa I—I sînt diferite, ceea ce creează o mișcare suplimentară a bilei în jurul axei III—III.

2. Studiul cinematicii procesului de prelucrare prin vibro-rulare

La prelucrarea prin vibro-rulare, corpurile de rulare, care se deplasează în direcția avansului, execută și o mișcare vibratorie în direcția axei semifabricatului cu o anumită amplitudine. Traectoria mișcării bilei se poate aproxima printr-o sinusoidă a cărei amplitudine A este egală cu jumătate din lungimea cursei de lucru a capului vibrator.

Pentru un studiu cît mai complet se vor analiza traiectoriile a două bile învecinate. Reprezentarea grafică a acestora pe circumferința piesei de prelucrat este prezentată în figura 5 a, care desfășurată într-un plan arată ca în figura 5 b.

Devierea urmei bilelor „x”, față de direcția avansului nominal S_0 , este caracterizată prin valoarea:

$$X = A \sin (\omega_s t - \varphi_0) \quad (1)$$

în care: A este amplitudinea oscilației bilelor de lucru; ω_s — pulsația bilelor, respectiv a capului de rulat (sculă); t — timpul de la origine; φ_0 — faza inițială a rotației semifabricatului sau a capului de rulat.

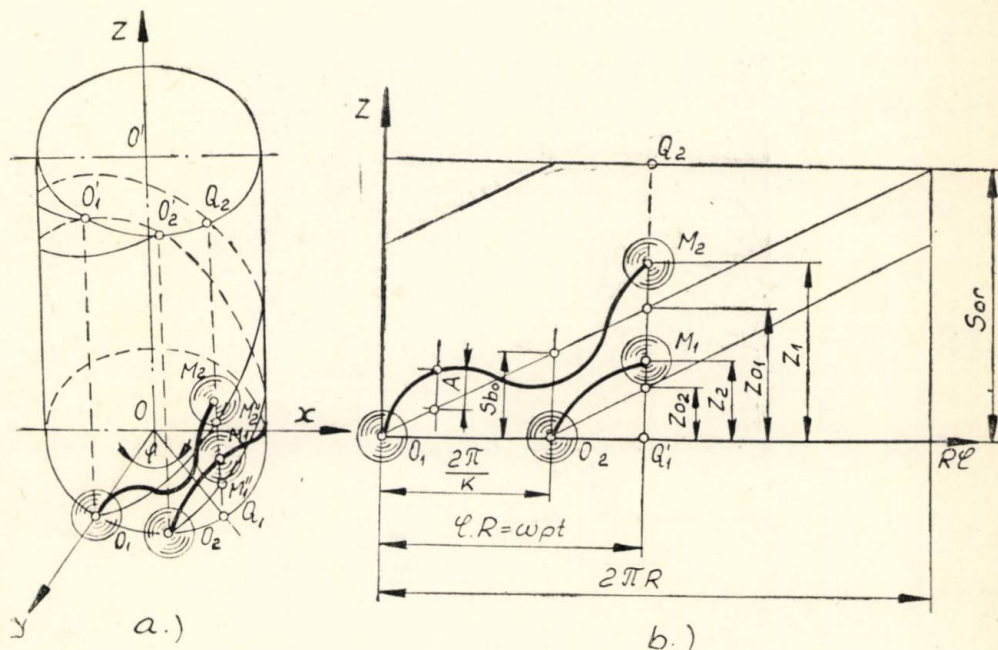


Fig. 5.

Ca urmare a acestei deviații, valoarea efectivă a avansului pe bilă „ S_{eb} ” va fi diferită de valoarea sa nominală „ S_{ob} ”.

Avansul efectiv pe bilă, ca măsură a distanței dintre traiectoriile a două bile învecinate, măsurat pe aceeași generatoare $Q_1 Q_2$ (figura 6) este dat de relația:

$$S_{eb} = \Delta Z = Z_1 - Z_2 \quad (2)$$

unde:

$$Z_1 = Z_{01} + A \sin(\omega_s t) \quad (3)$$

și

$$Z_2 = Z_{02} + A \sin\left[\omega_s \left(t - \frac{T_p}{R}\right)\right] \quad (4)$$

în care: Z_1 este coordonata pe generatoarea $Q_1 Q_2$ a traiectoriei primei bile; Z_2 — coordonata celei de a doua bile pe aceeași generatoare; T_p — perioada de rotație a piesei respectiv a semifabricatului; k — numărul corpurilor de rulare (bile).

Se poate scrie că:

$$Z_{o1} = \frac{S_{or}}{2\pi} \varphi; Z_{o2} = \frac{S_{or}}{2\pi} \left(\varphi - \frac{2\pi}{k} \right) \text{ și } T_p = \frac{2\pi}{\omega_p},$$

în care: S_{or} este avansul nominal pe rotație al sculei măsurat în direcția axială; ω_p — viteza unghiulară a piesei de prelucrat.

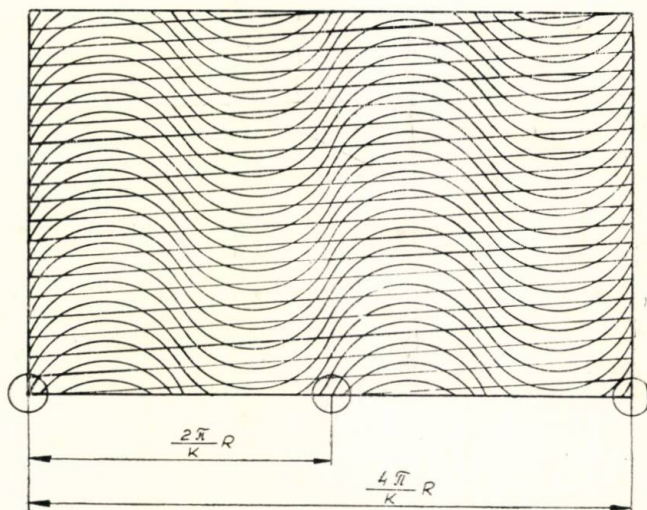


Fig. 6.

După înlocuirile necesare relația (2) devine:

$$\Delta z = \frac{S_{or}}{k} + A \left| \sin \omega_s t - \sin \left(\omega_s t - \frac{2\pi \omega_s}{k \omega_p} \right) \right| \quad (5)$$

dar $\frac{S_{or}}{k} = S_{ob}$ (avans nominal pe bilă).

Diferența de sinusuri din relația (5) se poate transforma într-un produs și astfel se obține:

$$S_{eb} = \Delta z = S_{ob} + 2A \cos \left(\omega_s t - \frac{\pi \omega_s}{k \omega_p} \right) \sin \frac{\pi \omega_s}{k \omega_p} \quad (6)$$

Din analiza relației (6) reiese că avansul efectiv pe bilă, S_{eb} , este dat de suma avansului nominal pe bilă S_{ob} , și produsul dintre dublul amplitudinii A cu două funcții trigonometrice de sinus și cosinus, care pot lua valori de la -1 la $+1$ și respectiv valoarea zero.

Deci se poate trage concluzia că pentru anumite valori ale argumentului funcțiilor trigonometrice, avansul efectiv pe bilă poate rămâne constant și egal cu cel nominal (figura 6).

Pentru aceasta se pune condiția ca:

$$f(\omega_s, t, k, \omega_p) = \cos\left(\omega_s t - \frac{\pi \omega_s}{k \omega_p}\right) \sin \frac{\pi \omega_s}{k \omega_p} = 0 \quad (7)$$

care admite soluțiile:

pentru: $\sin \frac{\pi \omega_s}{k \omega_p} = 0 \Rightarrow \frac{\omega_s}{\omega_p} = q \cdot k \quad (8)$

iar pentru

$$\cos\left(\omega_s t - \frac{\pi \omega_s}{k \omega_p}\right) = 0 \Rightarrow \omega_s = (2q + 1) \frac{\pi}{2} \cdot \frac{k \omega_p}{k \omega_p t - \pi} \quad (9)$$

$$q = 1, 2, 3, \dots$$

Se recomandă adoptarea soluției dată de relația (8) ca utilizabilă din punct de vedere practic prin realizarea unor lanțuri cinematice cu legătură rigidă între cele două pulsații (ω_s și ω_p).

Pentru determinarea extremelor funcției (6), ca reprezentind cazul unor traiectorii sinusoidale intersectate (figura 7), relația (7) se poate scrie și sub forma: $f = \cos(\varphi - \Psi) \sin \Psi$, care devine astfel o funcție de două variabile.

Punctele staționare ale funcției „f” sînt rădăcinile sistemului tri-

$$\text{gonometric: } \begin{cases} \frac{\partial f}{\partial \varphi} = -\sin(\varphi - \Psi) \sin \Psi = 0 \\ \frac{\partial f}{\partial \Psi} = \sin(\varphi - \Psi) \sin \Psi + \cos(\varphi - \Psi) \cos \Psi \end{cases}$$

care admit soluțiile:

$$\Psi = q \cdot \frac{\pi}{2};$$

$$\varphi = (2q^* + 1) \frac{\pi}{2}.$$

Selectarea extremelor din mulțimea punctelor staționare necesită considerarea discriminantului:

$$\Delta = \frac{\partial^2 f}{\partial \varphi^2} \cdot \frac{\partial^2 f}{\partial \Psi^2} - \left| \frac{\partial \varphi \partial \Psi}{\partial^2 f} \right|^2$$

unde:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 f}{\partial \varphi^2} = -\sin \Psi \cos(\varphi - \Psi) \\ \frac{\partial^2 f}{\partial \varphi \partial \Psi} = -\sin(\varphi - 2\Psi) \\ \frac{\partial^2 f}{\partial \Psi^2} = 2 \sin(\varphi - 2\Psi) \end{cases}$$

Se știe că dacă:

1. $\Delta > 0$, avem ca extrem,

pentru $\frac{\partial^2 f}{\partial \varphi^2} > 0$ un punct de minim,

iar pentru $\frac{\partial^2 f}{\partial \varphi^2} < 0$ un punct de maxim.

2. $\Delta < 0$ nu avem extrem.

3. $\Delta = 0$ forma pătratică din dezvoltarea Tylor a funcției este semidefinită.

Dacă se calculează valorile derivatelor de ordinul doi în punctele

$$\text{staționare } P(q, q^*) = \left| q \frac{\pi}{2} \cdot (2q^* + 1) \frac{\pi}{2} \right|$$

$$\text{rezultă } \Delta(q, q^*) = \begin{cases} -1 & \text{pentru } q \text{ par} \\ 1 & \text{pentru } q \text{ impar.} \end{cases}$$

Prin calcul se găsește că $f_{\max} = 1$, iar $f_{\min} = -1$.

Revenind la variabilele inițiale ω_s , ω_p , t și k , în care $\omega_s t = \varphi$ și $\frac{\pi \omega_s}{k \omega_p} \Psi$, rezultă că:

$$\omega_s = p \cdot \frac{k}{2} \cdot \omega_p \quad (10)$$

$$\omega_s t = (2q^* + 1) \frac{\pi}{2} \quad (11)$$

Prezentat în rezumat, rezultă următoarele concluzii:

— dacă q este par nu avem extreme, deci traiectoriile corpurilor de rulare nu se intersectează:

— dacă q este impar, avem extreme și anume, maxim pentru q^* par și minim pentru q^* impar.

Se constată că atunci cînd funcția prezintă extreme, traiectoriile de formă sinusoidală ale corpurilor de rulare se intersectează formînd o rețea a cărei densitate este funcție de raportul mărimilor, ω_s , ω_p , A , numărul corpurilor de rulare k și evident de diametrul semifabricatului.

În cazul utilizării unor capete de rulat de tipul celui prezentat în figura 3, viteza unghiulară a semifabricatului ω_p , în raport cu corpurile de rulare, care se comportă ca niște repere fixe, se poate determina cu

relația $\omega_p = \frac{\pi n_p}{30}$ Dacă utilizăm capete de rulat de tipul celui prezentat

în figura 2, apare un sistem de corpuri mobile (piesa-semifabricat, bile, carcasă și conurile de presiune), care poate fi asimilat din punct de vedere cinematic cu un mecanism planetar (figura 8). De această dată; viteza unghiulară efectivă a piesei semifabricat ω_{ep} , se determină cu o relație de forma [2],

$$\omega_{ep} = \omega_{op} \left(1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_h}{R_p} \right)} \right) \quad \text{sau,}$$

$$\omega_{ep} = \omega_{op} \left[1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{\cos \alpha} \right) \left(1 - \frac{R_b}{R_p} \right)} \right] \quad (12)$$

în care: ω_{op} este viteza unghiulară nominală a piesei semifabricat; R_p — raza interioară de rulare a semifabricatului; R_b — raza bilelor de lucru; R_2 — raza de rulare a bilelor pe conurile de presiune; R_1 — razele de rulare ale conurilor de presiune; α — unghiul de presiune.

Din analiza relației (12) rezultă că viteza unghiulară efectivă ω_{ep} este funcție de diametrul bilelor de lucru și de mărimea unghiului de presiune α , lucru extrem de important în stabilirea raportului între viteza unghiulară a piesei de prelucrat ω_p și pulsația capului vibrator port sculă ω_s . De mărimea acestui raport depinde tipul rețelei, ce caracterizează în final gradul de omogenitate al deformației stratului superficial și respectiv calitatea suprafeței de prelucrat.

3. Descrierea instalației utilizate

Instalația utilizată (figura 1), constă dintr-un cap de rulat oscilant 2, solidar cu vibratorul 3, care este racordat la un generator de impulsuri.

Ansamblul generatorului de impulsuri a fost montat pe căruciorul unui strung universal, dispozitivul de prindere și antrenare în mandrinul mașinii, iar capul de rulat și vibratorul în pinola păpușii mobile.

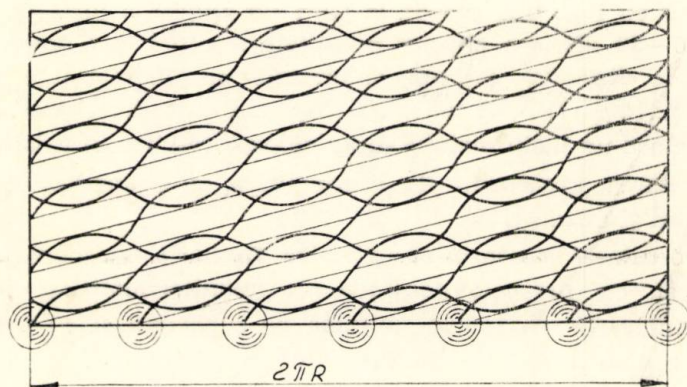


Fig. 7.

Dispozitivul de vibrare în cursa de înaintare este acționat de lichidul primit de la distribuitorul rotativ 5, care este antrenat de motorul 6, alimentat la o sursă de curent continuu de 24 V și 60 A. Varierea turăției se realizează prin reostatul R montat în serie cu înfășurarea statorului. Distribuitorul rotativ este racordat la acumulatorul

hidraulic 7, alimentat de o pompă cu debit constant $Q = 40$ l/min și $p_{ef} = 65$ atm. Aceasta la rândul său este acționat de motorul în curent alternativ 11, cu $n = 1.460$ rot/min și $P = 4$ kW. Cea de a doua racordare s-a făcut la rezervorul 9. Reglarea presiunii se face prin intermediul valvei de suprapresiune 10. Tot ansamblul generatorului de impulsuri este format dintr-un sistem hidraulic cu circuit închis.

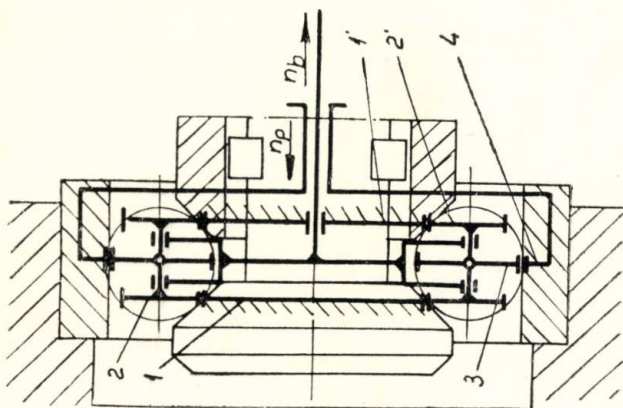


Fig. 8.

Concluzii

În condițiile arătate, rezultatele obținute experimental au pus în evidență posibilitatea prelucrării suprafețelor cilindrice interioare la parametrii calitativ ridicați. Astfel la prelucrarea unor buci din OLC 45, cu un avans de $s = 0,12$ mm/rot, turația piesei de $n = 380$ rot/min, în condițiile utilizării unui cap de

rulat echipat cu șase bile ($k=6$), la care s-a aplicat o forță de rulare pe bilă $F_b = 30-50$ dN, s-a obținut o calitate a suprafeței prelucrate cu o rugozitate de $R_a = 0,2-0,4$ μm , și un spor de duritate față de rularea simplă de $6...10\%$. De menționat că aspectul suprafeței prelucrate prin rulo-vibrare are un luciu metallic superior prelucrării prin rulare obținută.

Cercetarea procesului de vibro-rulare, a evidențiat următoarele particularități și avantaje:

Vibro-rularea creează posibilitatea formării microprofilului dorit al suprafeței, cu direcțiile necesare ale neuniformităților cu numărul dorit de puncte de reazem pe unitatea de suprafață și cu profilul care este necesar pentru crearea condițiilor optime ca suprafața să reziste la uzură.

Datorită unei capacități ridicate de deformare a bilei vibratoare și a unor eforturi mici de rulare, pot fi prelucrate piese cu rigiditatea mică și rigiditate neuniformă, obținându-se astfel suprafețe mult mai uniforme în privința durității superficiale.

Bibliografie

- [1]. NEUMANN, H.: *Rularea de netezire duce la îmbunătățirea suprafețelor prelucrate prin deformare plastică la rece*. Prelucrarea metalelor, caiet selectiv, Vol. 1, Sept. 1963, Institutul Central de Documentare Tehnică București.
- [2]. POPESCU, I.: *Cercetări asupra îmbunătățirii calității suprafețelor prelucrate prin deformări plastice la rece*. Prezentată la sesiunea științifică a cadrelor didactice, Facultatea T.C.M., a Institutului politehnic Brașov, 1971.
- [3]. SNEIDER, IU. G.: *Otdelka i uprocneniye metallicheskih poverhnosti vibro otkoj*. Vestnic mașinostroieniia, nr. 4, 1964.
- [4]. SNEIDER, IU. G.: *Cistovaia obrabotka metallov davleniem*. Mașghiz, Moskva, 1963.



POSSIBILITĂȚI DE MĂRIRE A PRECIZIEI PRELUCRĂRII ELECTROCHIMICE

M. IVAN, GL. RUSAN

În lucrare se arată că, în cazul utilizării electroliților pe bază de NaCl, mărirea preciziei prelucrării electrochimice poate fi obținută prin scăderea concentrațiilor soluțiilor utilizate. O altă posibilitate de mărirea a preciziei este utilizarea în prelucrare a electroliților pasivizanți pe bază de NaNO_3 . Acești electroliți asigură precizii mai ridicate ca cele obținute cu soluții de NaCl, iar electrozii sculă utilizați nu necesită corecții. Cu ajutorul electroliților pe bază de NaNO_3 se pot prelucra în bune condiții și piesele confecționate din alamă, piese ce nu puteau fi prelucrate cu electroliți pe bază de NaCl.

Dans l'ouvrage on présente quelques modalités pour augmenter la précision de l'usinage électrochimique. En partant de la relation de dépendance de la vitesse de l'usinage δ de l'augmentation de l'interstice δ et du rendement du courant η , par intégration on obtient la relation:

$$\delta = \sqrt{\delta_0} = 2UV_{sp} \eta_{it}$$

qui représente la variation en temps de l'interstice de travail à l'usinage électrochimique.

Conformément à ces relations, la variation de l'interstice, pour un certain temps, peut être réduite et par cela la précision de l'usinage peut être élevée si on utilise des solutions d'électrolytes à concentration réduite (ainsi x diminue) ou des électrolytes passivisants (on diminue le rendement η).

Dans l'ouvrage on montre les résultats expérimentaux estimés à l'usinage des aciers utilisant des solutions à base de NaCl, à concentrations de 20, 15, 10 et 5%, ainsi que ceux obtenus à l'usinage par solutions à base NaNO_3 à concentration de 10%. Aussi on présente les résultats obtenus à l'usinage du laiton utilisant les mêmes électrolytes.

En conclusion, pour l'augmentation de la précision de l'usinage électrochimique on peut utiliser des solutions de NaCl à concentration réduites (5%) et les électrodes — outils doivent être corrigés, ou des solutions à base de NaNO_3 , qui ne nécessitent pas la correction des électrodes.

Les solutions à base de NaNO_3 peuvent être utilisées aussi à succès à l'usinage des pièces confectionnées en laiton.

Prelucrarea electrochimică necesită un interstițiu între piesă și sculă, prin care curge cu viteză mare un electrolit. Spre deosebire de prelucrarea prin electroeroziune, la care interstițiul variază foarte puțin, la prelucrarea electrochimică acesta variază în funcție de mai mulți factori, dintre care cei mai importanți sînt variația conductibilității spe-

cifice x a soluției de electrolit și unghiul de înclinare α a suprafeței piesei față de direcția de avans a electrodului sculă, conform relației [1, 2]:

$$\xi_n = \frac{U V_{sp} x}{V_E \sin \alpha}, \quad (1)$$

în care: δ_n este interstițiul normal, măsurat perpendicular pe suprafața piesei; U — tensiunea de lucru; V_{sp} — volumul specific de material îndepărtat; V_E — viteza de avans a electrodului sculă.

Interstițiul inițial, care este și interstițiul frontal, se obține pentru $\alpha = 0$, cu relația:

$$\delta_0 = \frac{U V_{sp} x}{V_E}. \quad (2)$$

Relația (1) este valabilă pentru prelucrarea electrochimică cu electroliți nepasivizanți pe bază de NaCl și pentru raze mari ale electrozilor sculă.

Pentru mărirea preciziei prelucrării electrochimice, trebuie să fie micșorat interstițiul inițial precum și variația acestuia pe contur. Această micșorare se obține, în anumite limite, prin mărirea vitezei de avans a electrodului sculă, asigurându-se astfel și o creștere a productivității prelucrării. Dar dacă viteza de avans se mărește mult, temperatura ce se degajă în zona de lucru crește foarte mult și prin aceasta crește și pericolul de scurtcircuitare, precizia obținută nefiind cea dorită.

Dintre mărimile de care depinde valoarea interstițiului, conductibilitatea specifică influențează cel mai mult asupra acestuia. Conductibilitatea specifică depinde de concentrația electrolitului, de temperatura soluției, de cantitatea de gaze din soluție și de gradul de impurificare a acesteia cu produse de dizolvare.

Pentru a studia influența tipului de soluție asupra mărimii interstițiului dintre piesă și electrodul sculă, precum și variația acestuia în timp, în vederea determinării zonei de influență a prelucrării, s-a pornit de la relația de dependență a vitezei de prelucrare δ' în funcție de mărimea interstițiului de lucru δ și randamentul de curent η_i [3].

$$\delta' = \frac{U V_{sp} x}{\delta} \eta_i. \quad (3)$$

Mărimea interstițiului în funcție de prelucrare se determină pornind de la relația (3) scrisă sub formă diferențială:

$$d\delta = \frac{U V_{sp} x \eta_i}{\delta} dt. \quad (4)$$

Integrând această ecuație se obține:

$$\int \delta d\delta = \int U V_{sp} x \eta_i dt, \quad (5)$$

sau:

$$\frac{\delta^2}{2} = U V_{sp} x \eta_i t + C_0. \quad (6)$$

Pentru determinarea constantei C_0 se pun condițiile inițiale la $t_0 = 0$, $\delta = \delta_0$.

Înlocuind aceste date în (6) se obține:

$$C_0 = \frac{\delta_0^*}{2},$$

iar relația generală (6) devine:

$$\delta = \sqrt{\delta_0^{*2} + 2 U V_{sp} x \eta_i t} \quad (7)$$

Deci conform relației (7) la prelucrarea cu soluții de NaCl, considerînd randamentul $\eta_i = 100\%$, pentru a obține o variație cît mai mică a interstițiului într-un anumit interval de timp trebuie să se utilizeze soluții de electroliți cu conductibilitate specifică mică, căci tensiunea de lucru și volumul specific de material îndepărtat sînt constante.

Verificarea experimentală a relației (7) s-a făcut, folosind un electrod sculă neizolat pe părțile laterale și diferite concentrații ale soluțiilor de electrolit.

Electrodul sculă a avut secțiunea constantă de formă circulară, dreptunghiulară și hexagonală, prelucrarea executîndu-se nu numai cu suprafețele frontale ci și cu cele laterale. S-a ales această construcție căci în zonele laterale, în diferitele secțiuni perpendiculare pe direcția de avans, timpul de prelucrare este variabil, minim la capătul electrodului și maxim la suprafața frontală (figura 1).

Cu electrozii prezentați s-au executat prelucrări cu viteze de avans constante. Datorită acestui fapt timpul t din relația (7) poate fi înlocuit cu:

$$t = \frac{y}{v_E} \quad (8)$$

unde y este adîncimea de prelucrare, obținîndu-se astfel mărimea interstițiului de lucru în funcție de adîncimea de prelucrare:

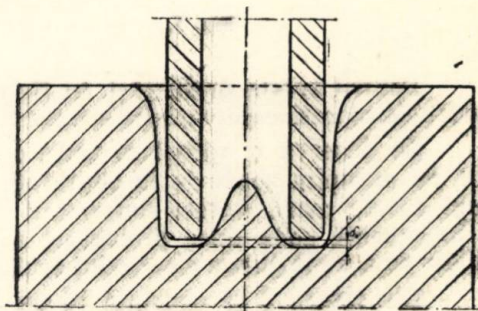


Fig. 1.

$$\delta = \sqrt{\delta_0^{*2} + \frac{2 U V_{sp} x \eta_i}{v_E} y}. \quad (8)$$

După ce epruveta a fost prelucrată, a fost rabotată într-o secțiune longitudinală pînă la axa de simetrie și apoi cu ajutorul unui microscop de atelier s-au măsurat valorile interstițiului de lucru pentru diferite valori ale lui y . După măsurare s-au trasat curbele experimentale de

variație a interstițiului atât pentru suprafața exterioară cit și pentru cea interioară.

Pentru suprafețele exterioare s-au trasat și curbele teoretice calculate cu ajutorul relației (9).

În prima etapă a experimentărilor s-au prelucrat epruvete din OLC 45 tratate sau netratate termic (duritatea materialului nu influențează prelucrarea electrochimică), utilizând soluții de NaCl cu concentrația de 20%, 15%, 10% și 5%. Viteza de avans a electrodului sculă a fost de 0,5 mm/min, iar adâncimea de prelucrare de 14 mm.

Rezultatele acestor determinări au fost trecute în figura 2.

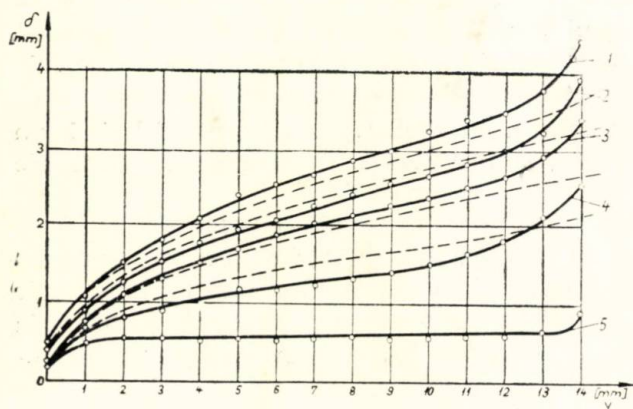


Fig. 2.

Curba 1 reprezintă variația interstițiului de lucru în funcție de adâncimea de pătrundere pentru prelucrarea cu o soluție de NaCl avind concentrația de 20%, curba 2 reprezintă variația interstițiului pentru prelucrarea cu soluția avind concentrația de 15%, curba 4 reprezintă variația interstițiului pentru prelucrarea cu soluția avind concentrația de 5%.

Pentru aceste prelucrări, în figura 2 s-au trasat cu linie întreruptă și curbele teoretice de variație a interstițiului de lucru.

Se observă o apropiere între curbele teoretice și cele experimentale, cu excepția zonei de la suprafața frontală a piesei unde apar diferențe foarte mari. Aceste deformații ale profilului se datoresc faptului că în această zonă apar prelucrări suplimentare din cauza concentrării liniilor de curent dintre electrodul sculă și piesă.

Din figura 2 se constată că pe măsură ce concentrația soluției de electrolit scade se micșorează atât interstițiul inițial δ_0 cit și variația acestuia pe contur. Deci pentru obținerea unor precizii ridicate trebuie să se lucreze cu soluții de electrolit cu concentrații foarte mici, sub 5%. Acest lucru nu este recomandabil căci conform relației (3), care a fost verificată și experimental, odată cu micșorarea concentrației soluției de electrolit, și deci și a conductibilității specifice, viteza de prelucrare scade, scăzând astfel și productivitatea prelucrării.

În cazurile cînd se cere o precizie ridicată a prelucrării se va lucra totuși cu concentrații ridicate (10%, 15%) și se vor aplica corecțiile necesare sau izolarea parțială a electrodului sculă [4]. Aceste condiții pot

fi aplicate fără un consum mare de timp numai pentru piese cu configurații relativ simple și simetrice. Pentru piese cu suprafețe complexe corectarea electrodului sculă este greu de realizat și se justifică numai pentru serii mari de fabricație.

Conform relației (9) mărirea preciziei poate fi obținută și prin micșorarea randamentului de curent η_i , prin utilizarea la prelucrare a unor soluții pasivizante. Astfel în etapa a doua a încercărilor la prelucrarea epruvetelor executate din OLC 45 au fost utilizați electroliți pe bază de NaNO_3 și electrozii sculă de la experimentările anterioare.

În figura 3 se prezintă electrodul sculă și piesa prelucrată, în cazul utilizării unui electrolit pe bază de NaNO_3 , având concentrația de 10%, viteza de avans fiind de 0,5 mm/min.

Interstițiul inițial precum și variația acestuia în lungul generatoarei este arătat de curba 5, figura 2.

Se constată că interstițiul inițial are aceeași valoare ca cel obținut la prelucrarea cu soluție de NaCl , cu concentrația de 5%. O variație mai pronunțată a interstițiului, aproximativ 0,3 mm, apare la capul electrodului aceasta fiind determinată și de raza de rotunjire a electrodului sculă.

După raza de rotunjire variația interstițiului de prelucrare este foarte mică, de aproximativ 0,1 mm pe lungime de 13 mm.

Deși viteza de avans a electrodului sculă a fost relativ mare, totuși zona de influență a prelucrării, în cazul utilizării soluțiilor pe bază de NaNO_3 , este mult mai mică decât în cazul utilizării soluțiilor pe bază de NaCl .

Această constatare poate fi explicată prin aceea că, la prelucrare cu electroliți pe bază de NaNO_3 , randamentul de curent η_i variază foarte mult cu temperatura soluției.

Astfel pentru aceeași concentrație, la temperaturi scăzute de circa 20° C randamentul de curent este ridicat, apropiat de 0,8, iar la temperaturi ridicate de circa 60° C aceasta scade pînă la zero.

Alimentarea cu electrolit făcîndu-se la temperatura de 20° C, în zonele interioare și pe fața frontală randamentul de curent a fost ridicat, iar prelucrarea a avut loc cu viteză mare. Pe porțiunile laterale, datorită încălzirii electrolitului la trecerea prin zona frontală, randamentul de curent a scăzut și odată cu acesta și zona de influență a prelucrării, obținîndu-se piese cu precizie ridicată.

Prelucrările făcute cu suprafețele interioare ale electrodului sculă arată că variația interstițiului este mult mai mare decât era obținută la prelucrările cu suprafețele exterioare, din cauză că vitezele de curgere

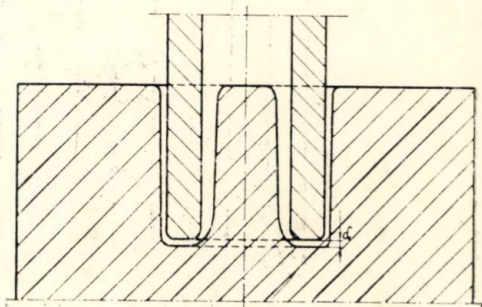


Fig. 3.

ale electrolitului sînt mai mari, înlăturînd mai rapid produsele de dizolvare și creînd astfel condiții mai bune pentru desfășurarea procesului (figura 4).

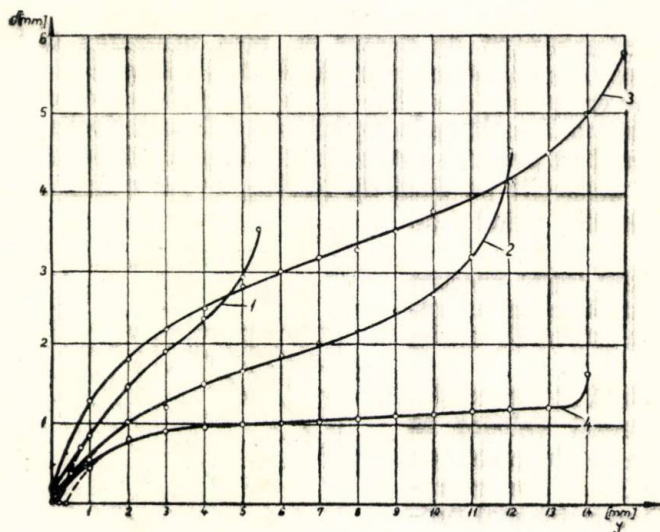


Fig. 4.

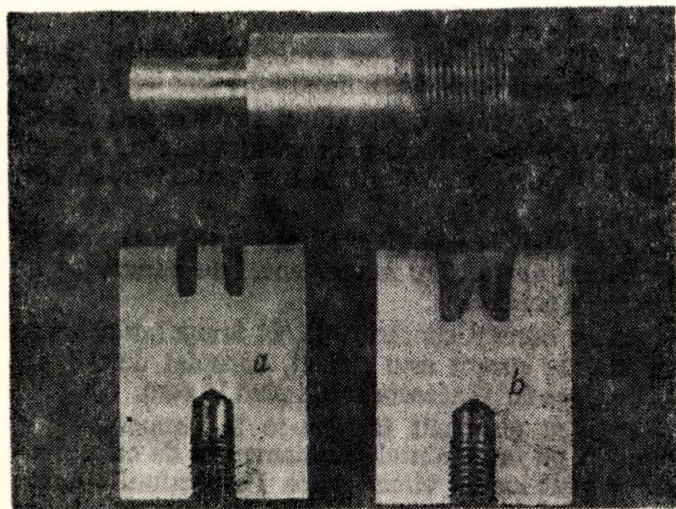


Fig. 5.

Curbele 1, 2 și 3 se referă la prelucrarea cu soluții pe bază de NaCl, avînd concentrații de 20%, 15% și 10%, iar curba 4 se referă la prelucrarea cu soluție de NaNO_3 cu concentrația de 10%.

În figura 5 se prezintă pentru comparație 2 epruvete din OLC 45, una prelucrată cu soluție de NaNO_3 (a) iar cealaltă cu soluție de NaCl (b).

Se constată că la prelucrarea cu soluție de NaNO_3 pe lângă o precizie ridicată se obține și o calitate mai bună a suprafeței epruvetei.

Încercările executate pentru prelucrarea alamei au dus la concluzia că utilizarea soluțiilor de NaCl nu este posibilă, căci acest electrolit nu este capabil să dizolve produsele reacțiilor electrochimice și să protejeze, în același timp, suprafața anodului de formarea straturilor și a compozițiilor chimice greu de dizolvat.

Din această cauză prelucrarea alamei a fost realizată numai prin utilizarea electroliților pe bază de NaNO_3 .

Rezultatele obținute la prelucrarea alamei, atât pentru cazul prelucrării cu suprafețele exterioare ale electrozilor cât și cu cele interioare sînt prezentate în figura 6.

Se constată că, în comparație cu prelucrarea oțelului în acest caz zonele de influență ale prelucrării sînt mai mari și deci precizia obținută este mai scăzută.

Curba 1 se referă la prelucrarea cu suprafața interioară a electrodului folosind un orificiu de alimentare cu un diametru de 13 mm, iar curba 2 pentru un orificiu cu diametrul de 7 mm. În ambele cazuri debitul de electrolit a fost același, $Q = 10$, în l/min.

Curbele 3 și 4 se referă la prelucrarea cu suprafețele exterioare ale electrozilor și au fost obținute la prelucrarea unor locașuri hexagonale de 14 și respectiv 34 mm.

Aceste locașuri, împreună cu electrozii cu care au fost obținute sînt arătate în figura 7.

Se observă că la prelucrarea alamei, prin folosirea soluțiilor pe bază de NaNO_3 se obține o calitate ridicată a suprafeței. În figura 8 se prezintă pentru comparație suprafețele obținute la prelucrarea alamei cu soluții pe bază de NaCl (a, b) și cele obținute la prelucrarea cu soluții pe bază de NaNO_3 (c).

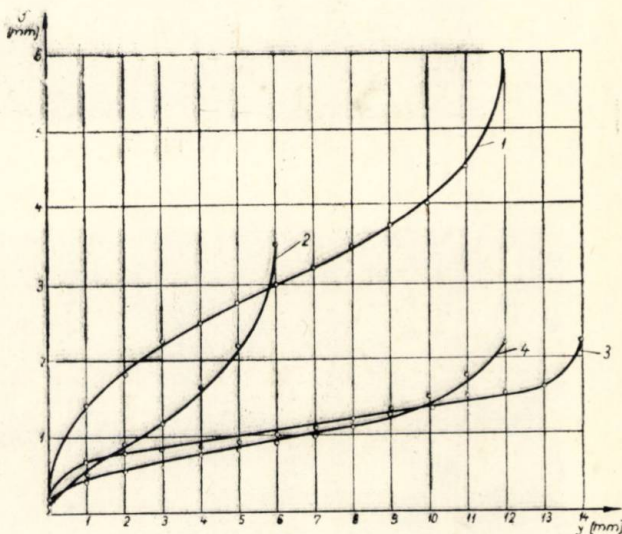


Fig. 6.

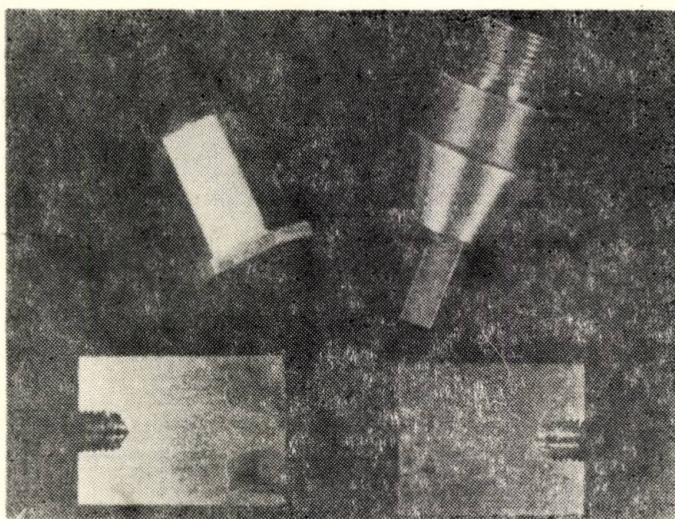


Fig. 7.

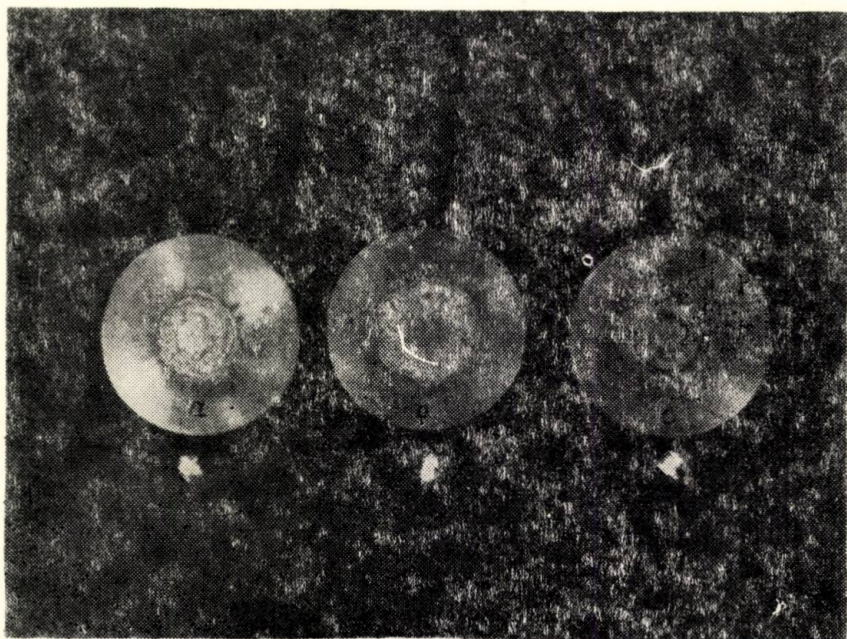


Fig. 8.

În concluzie, pentru mărirea preciziei prelucrării electrochimice se pot folosi soluții de NaCl cu concentrații reduse (5%), iar electrozii sculă trebuie conectați, sau soluții pe bază de NaNO_3 , care nu necesită corecții ale electrozilor. Soluțiile pe bază de NaNO_3 pot fi folosite cu succes și la prelucrarea pieselor confecționate din alamă.

Bibliografie

- [1]. PAHL, D.: *Über die Abbildungs-genauigkeit beim elektrochemischen Senken*. Dissertation, T. H. Aachen, 1969.
- [2]. IVAN, M. și RUSAN, G.: *Probleme de bază ale prelucrării electrolitice studiate până în prezent*. Informare tehnică, M.I.C.M., seria D, vol. IV, nr. 8, 1971, p. 43—66.
- [3]. IVAN, M. și RUSAN, G.: *Prelucrarea electrolitică a metalelor*. Buletinul Institutului politehnic Brașov, seria A, vol. XI, 1969, p. 329—337.
- [4]. IVAN, M. și RUSAN, G.: *Contribuții la prelucrarea prin procedul electrolitic a matrițelor*. Construcția de mașini, nr. 4, 1970, p. 199—204.

BEITRAG ZUM STUDIUM DER BESTIMMUNG DER IMPULSZAHL BEI DER E. D. M.

GH. OBACIU *, M. Sc. R. WERTHEIM **, R. KURR **

În lucrare se prezintă o trecere în revistă a particularităților impulsurilor în cazul prelucrării, electroerozive, definindu-se pe scurt cele trei feluri de impulsuri care apar în timpul prelucrării — adică impulsuri în gol, active și de scurtcircuit.

Ca urmare a analizei utilizării judicioase a puterii instalate a generatorului de impulsuri și a realizării unui cât mai ridicat raport între cantitatea de material erodat și energia consumată, se deduce necesitatea studierii gradului de utilizare a impulsurilor în care scop se analizează posibilitățile de determinare a lui.

Se arată astfel că mijlocul cel mai rațional este pe calea numărării separate a celor trei feluri de impulsuri și apoi calcularea rapoartelor.

În continuare se studiază mijloacele care stau la dispoziția cercetătorilor în scopul numărării impulsurilor, în cazul particular al prelucrării prin electroeroziune, prezentându-se două aparate originale destinate acestui scop. Lucrarea a fost realizată în laboratorul de mașini unelte din Aachen — R.F.G.

Nach einer kurzen Beschreibung der allgemeinen Grundlagen der abtragen- den Entladungen sowie ihrer Möglichkeiten die Impulszahlen zu bestimmen, werden zwei selbstgebaute Geräte beschrieben.

Die Geräte können wegen ihrer ausreichenden Genauigkeit und konstruktive Einfachheit als Versuchseinrichtung für Untersuchungen der Elektroerosion benutzt werden.

1. Allgemeine Betrachtungen

Eines der am häufigsten verwendeten Verfahren vor harten Werkstoffen der Gegenwart ist die elektroerosive Bearbeitung. Parallel mit ihrer verbreiteten Anwendung in Betrieb werden Forschungen durchgeführt um zur Erklärung des physikalischen Abtragsmechanismus und seiner Optimierung beizutragen. Beiden Forschungsrichtungen erzielen sowohl die Verbesserung der technologischen Ergebnisse als auch die Bauentwicklung von Impulsgeneratoren.

* Universitatea Brașov.

** Technische Hochschule Aachen. Inst. für Werkzeugmaschinen u. Betriebslehre.

Wie schon bekannt ist, ist der Abtrag durch Elektroerosion das Resultat von einzelnen Entladungen, die sich im Spalt zwischen den zwei Elektroden-Werkzeug (E) und Werkstück (W) — eintreten. Wenn man annimmt das sämtliche Impulse die im Impulsgenerator gebildet werden, sich in elektrische Entladung umwandeln, welche von Materialabtrag gefolgt werden, und dass die Impulsenergie proportional zur Abstragsmenge des Werkstoffes ist, ergibt sich eine vollwirksame Ausnutzung des Generators, das heisst ein konstantes Gesetz:

$$V_w - V_E = f \cdot (A_{\text{eff}}) = f \cdot (\sum A_i) = \text{constant.} \quad (1)$$

Im Wirklichkeit aber auf Grund der Einwirkung von mehreren Faktoren ausserhalb des Prozesses werden nicht alle Impulse zum Abtrag führen. So ergibt sich drei mögliche Fälle, die in erster Reihe vom Spalt gebunden sind (sowie auch andere Faktoren die aber nicht zum Gegenwärtigen Thema gehören):

1. Leerlaufimpulse, wenn der Spalt zu gross ist $\delta_r = > \delta_i$;
2. Wirksamimpulse, wenn $\delta_r = \delta_i$;
3. Kurzschlussimpulse, wenn der Spalt gegen 0 strebt $\delta_r = 0$.

Diese drei Fälle werden in einen gemeinsamen Diagramm dargestellt, welches sich aus dem Prozessschreibung während einer Erosionsarbeit in entsprechenden Bedingungen für die drei oberen Fälle (Bild 1) ergeben hat.

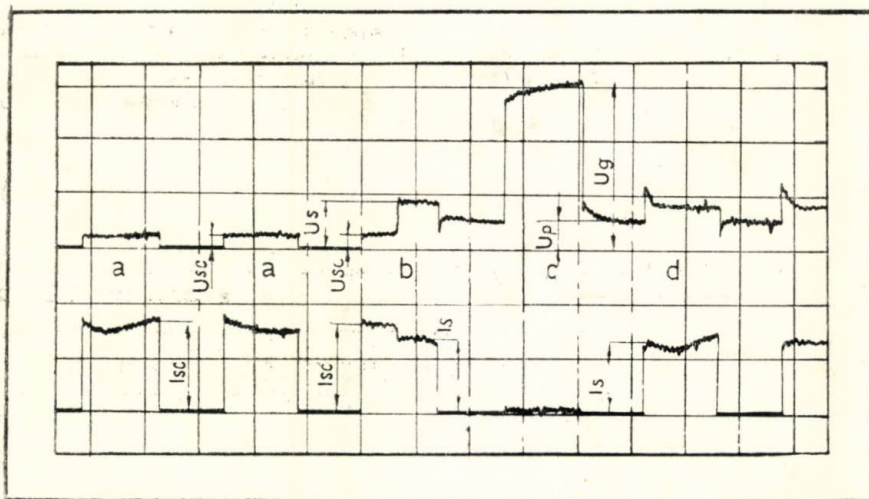


Bild 1

Im Oszilogramm aus dem Bild 1. kann man Kurzschlussimpulse (a) sehen, die sich durch Spannung U_s und Strom I_s charakterisieren, Leerlaufimpulse (c) wobei $U_i = U_g$ und der Strom zu Null hinneigt, und auch Wirksamimpulse (d) mit optimaler Spannung U_s und Strom I_s . Beistehende Wirksam- und Kurzschlussimpulse in der Art der Impulse (b) sind sehr selten anzutreffen und können bei der Ausnutzanalyse vernachlässigt werden.

Nimmt man in Betracht das oben gezeigte so ergibt sich die Notwendigkeit die Bedingungen zu bestimmen in welchen der Abtrag mit einer höchst möglichen wirksamen Impulszahl stattfindet so wie bereits zum Zweck der Optimisierung des Processes und des Erosionsmaschinenbaues gezeigt wurde.

Berücksichtigt man die Tatsache dass die verbrauchte Energie proportional zum Materialabtrag aus dem Werkstück (V_w) und der Elektrode (V_g) ist, und dass das Proportionalitätsgesetz in sämtlichen Fälle gleich bleibt, wobei sich nur das Proportionalitätsverhältniss, als Funktion der Abtragsparametern ändert, so kann man die Analyse der Bearbeitungswirksamkeit durch den Bilanz der verbrauchten Energie machen. Folglich, kann man die Gleichung (1) für eine Arbeitssekunde schreiben

$$\sum U_i = U_s \cdot I_s \cdot t_i \cdot F = U_s \cdot I_s t_i \frac{Z_i}{t} A_{nom}, \quad (2)$$

(wenn man voraussetzt dass sämtliche Impulse wirksame Entladungen ergeben). Zieht man die wirklichen Arbeitsbedingungen in Betracht so ergibt sich:

$$A_{nom} = \frac{1}{t} (U_s \cdot I_s \cdot t_i \cdot Z_i) + (U_{sc} \cdot I_{sc} \cdot t_i \cdot Z_{sc}) + (U_g \cdot I_g t_i \cdot Z_g) \quad (3)$$

Abtrag
Erwärmung
Strahlung

wobei: $Z_i + Z_{sc} + Z_g = Z_{tot} = F \cdot t$

Z_i, Z_{sc}, Z_g = Wirksam-, bzw Kurzschluss- und Leerlaufimpulse,
 t = Arbeitszeit, [S], t_i = Impulsdauer, [S], F = Impulsfrequenz [Hz].

Aus den Oszilogrammen vom Bild 1 (für eine Bearbeitung Cu+Cu im destilliertem Wasser, mit einer Frequenz von 1000 Hz; 1 cm. entspricht 20 V. bzw 16,6 A. und 0,4 mS.) ist festzustellen dass sowohl die Spannung als auch der Strom im einem grossem Bereich sich ändern ohne sich zu anulieren.

Das bedeutet dass die gelieferte und verbrauchte Energie im Arbeitsspalt, eine wichtige Rolle spielt, sowohl im Bezug auf die Arbeitsbedingungen (z.B. Erwärmung) als auch den Nutzgrad der Bearbeitung.

Es ergibt sich das Problem der Bestimmung des Wirkverhältniss zu der maximalen Energie, welche geliefert werden könnte im Falle dass sämtliche Impulse in Wirksamimpulse umgewandelt werden:

$$\eta_i = \frac{U_s \cdot I_s \cdot t_i \cdot Z_i}{U_s \cdot I_s \cdot t_i \cdot (Z_s + Z_{sc} + Z_g)} = \frac{Z_i}{Z_s + Z_{sc} + Z_g} = \frac{Z_i}{F \cdot t} = \frac{1 \cdot Z_i}{F \cdot t} = \frac{F_i}{F}$$

wobei $\frac{Z_i}{t} = F_i$ die wirksame Impulszahl pro Sekunde, welche die Masseneinheit der Frequenz hat, nämlich die Wiederholungsfrequenz der wirksamen Entladungen.

Auf gleiche Weise kann man das Verhältniss bestimmen im welchem sich die Kurzschluss- oder Leerlaufimpulszahl zur gesamten Impulszahl befindet, die auf diese Art die Wiederholungsfrequenz der Kurzschluss- oder Leerlaufimpulse definieren:

$$\eta_{sc} = \frac{Z_{sc}}{F \cdot t} = \frac{F_{sc}}{F} \quad \text{und} \quad \eta_g = \frac{Z_g}{F \cdot t} = \frac{F_g}{F}$$

So lange die Frequenz F , für einen bestimmten Fall konstant bleibt, verändern sich pausenlos die Frequenzen F_i , F_{sc} und F_g , als Funktion sehr vieler Parametern wie z.B. die Einstellung der Maschine, das Werkstoffpaar ($E + W$), Art des Dielektrikums, Impulsdauer, u.s.w.

Daraus folgt dass eine elektroerosive Bearbeitung von Standpunkt der Produktivität und der Leistungsausnutzung des Generators dann optimal wird, wenn η_i maximal sein wird, und natürlich η_{sc} und η_g minimal.

2. Experimentele Bestimmung des Impulsverhältnisses

Analysiert man die vorherigen Allgemeinen Betrachtungen so stellt man fest dass die einfachste Möglichkeit zur Bestimmung des η_i bzw. η_{sc} oder η_g die Bestimmung der entsprechenden Impulszahl ist. Wie die Oszilogramme vom Bild 1 beweisen sind die Impulse sehr verschieden sowohl als wertliche Parameter U und I als auch ihre Form. Daraus ergibt sich dass ihr Zählen mittels klassischen Geräte sehr schwer ist. Es wurden so Systeme entwickelt die an die Bearbeitung welchen diese Systeme zählen müssen irgendwie besonders sind.

2.1. Das Zählen der Wirkimpulse

Das Trennungsprinzip der wirksamen Impulse von den anderen Impulse besteht im diesem Fall in der Vergleichung der Signalimpulse mit einem Sollimpuls, wobei an dem Ausgang des Gerätes solche Impulse herauskommen werden die zwei Bedingungen entsprechen:

- die nach der Phase zusammentreffenden Impulse — Signal- und Sollimpulse,
- die Impulse die sich in einem bestimmten Amplitudenbereich befinden: a) — höchste Grenze über die alle Impulse als Leerlaufimpulse angenommen werden, und b) — untere Grenze

unter welcher alle Impulse als Kurzschlussimpulse beachtet werden.

Die Abweichung des Spannungs- und Stromverlaufes am Anfang des Impulses verursacht ein unrichtiges Impulszählen. Wenn die Arbeitsspannung als Eingangssignal angenommen wird, im ersten Augenblick überschreitet sie die während der Entladung normale Spannung (die als Sollwert gerechnet wurde) und so wird der gegebene Impuls als Leerlaufimpuls gezählt. Wenn man gegenfalls den Strom (bzw. den Spannungsfall über Shount) als Signalimpuls nimmt, dann wird er als Kurzschlussimpuls gezählt, da der Spannungsabfall sich unter entsprechenden normalen Arbeitsspannungsabfall befindet. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit der Zeitverzögerung so dass die Vergleichung in normalen Stand der Spannung oder der Stromes stattfindet. Dazu kommt die genaue Bestimmung der Zeitverschiebung die von vielen Faktoren abhängig ist so das Gerät und seine Einstellung sehr kompliziert werden.

Im WZL der RWTH Aachen wurde ein Gerät entwickelt das sich auf dieses Prinzip stützt. Das Gerät gibt an dem Ausgang das Wirkverhältnis und realisiert zugleich auch die Trennung der drei Arten der Impulsen — Wirksam-, Kurzschluss- und Leerlauf —, für das Studium der einzelnen Impulse. Die ganze Einrichtung, die durch seine Komplexität sehr teuer ist, hat sich aber gut bewährt und könnte wegen benützt werden. Gleichzeitig wurden auch andere Varianten untersucht die mit ausreichender Genauigkeit arbeiten, obwohl sie viel einfacher sind.

2.2. Das einzelne Zählen der Impulse

Im WZL der TH Aachen wurden von Autoren dieser Arbeit im Rahmen eines Forschungsthema zwei Impulszählergeräte gebaut, um das Wirkverhältnis zu bestimmen. Die Blockschemen der beiden Geräte sind im Bild 2 bzw. 4 dargestellt.

Das erste Gerät das dem Bild 2 entspricht wird auf Grund folgender Gleichung zählen:

$$Z_{\text{tot}} = \underbrace{|(Z_i + Z_g)|}_\text{Block 1} + \underbrace{|Z_{\text{sc}}|}_2 = Z \cdot t$$

Von der Elektrodenpaarung werden die Impulse genommen, die weiter zu einem Vergleichblock geleitet werden, und dadurch erreicht man den Durchgang der Impulse die einen bestimmten Amplitudenwert überschreiten. So erzielt man beim Ausgang A Impulse die beim Eingang den vom Potentiometer R1 eingestellten Wert überschreiten. Diesen Wert wählt man etwas unter dem, der wirksamen Entladungen entsprechenden Spannungswert, und dadurch erhält man am Ausgang die Summe $Z_i + Z_g$.

Das Signal für das Kurzschlussimpulszählen entnimmt man von dem Shount R. Da der Spannungsabfall auf diesem Widerstand proportional zu dem durchfliessenden Strom ist, kann man mittels R2 eine Vergleichsspannung wählen die für die Signale der entsprechenden Wirksamimpulse Block 2 gesperrt bleiben und sich nur für die Kurzschlussströme öffnen, die grösser als die Wirksamströme sind.

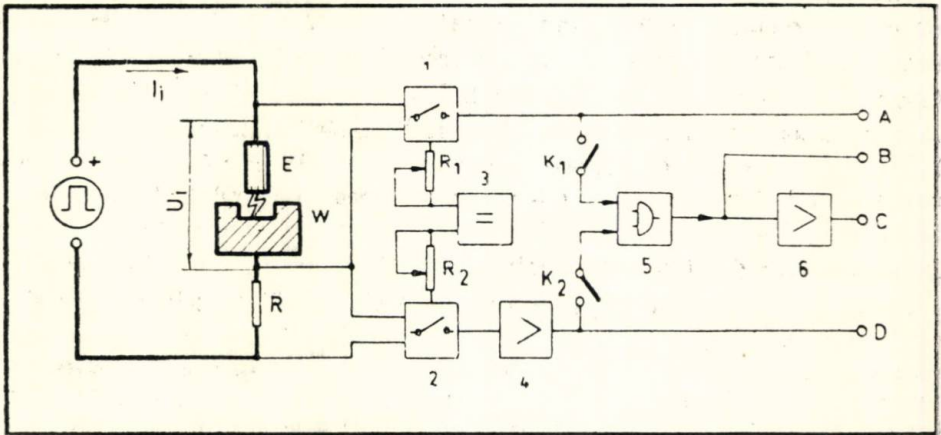


Bild 2

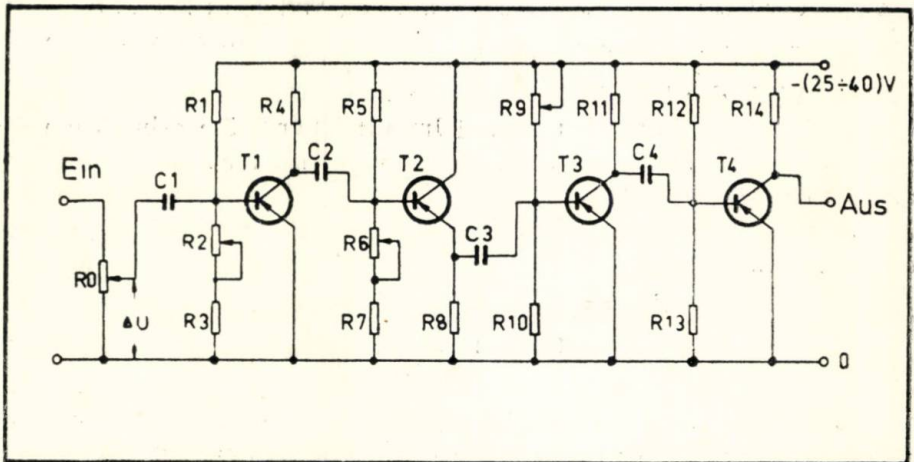


Bild 3

Die auf diese Weise gebildete Impulse werden beim Ausgang D, nach einer Vorverstärkung (4) bis zum Niveau der Impulse vom Ausgang A, erreicht, falls das Gerät für ein Ringzähler vorgesehen ist, wenn

die Spannung etwa 30 V. sein muss. Es wurde auch die Möglichkeit, die gesamte Summe $Z_i + Z_{sc} + Z_g$ zu zählen, vorgesehen, das durch den Mischungsblock erreichbar ist, entweder Niedrigspannungs- oder mit Hochspannungsausgang (C).

Im Bild 3 der Impulsverstärker dargestellt, der zusammen den Block 2 (Transistor 1) und Block 4 (Transistoren 2—4) enthält. Mittels Potentiometer R_0 stellt man die Empfindlichkeit ein, und mit dem Potentiometer R_2 — den Wert der Vergleichsspannung (siehe auch Bild 2). Das, in dem Bild 2 und 3 dargestellte Gerät ist sehr einfach und arbeitet stabil im grossem Bereich; hat aber den Nachteil dass die Bestimmung der Summe $Z_i + Z_g$ statt Z_i nicht ausreichend ist, da die Leerlaufimpulse zu viele im Vergleich zu den anderen Impulse sind was nicht vernachlässigt werden darf.

Als Folge dieser Tatsache wurde das Schema vom Bild 4 zusammengestellt und gebaut was zum Zählen nach folgenden Gleichung führt:

$$Z_i = (Z_i + Z_{sc}) - Z_{sc}$$

Die Arbeit der beiden Kreise (1. 2. 3. und 4. 5. 6.) ist ähnlich wie im vorigen Fall wo die Kurzschlussimpulse gezählt wurden. In diesem Falle

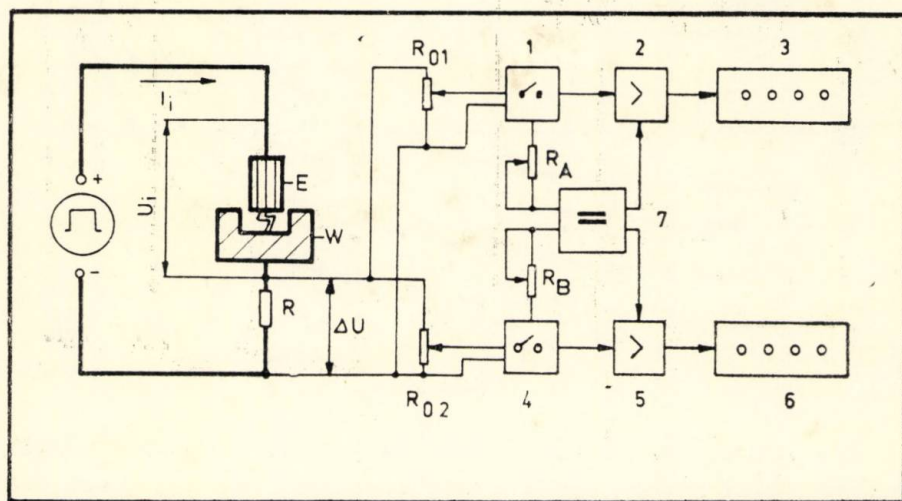


Bild 4

aber wird einer von den beiden Kreisen (z.B. 1. 2. 3.) mit dem Potentiometer für Kurzschlüsse eingestellt d.h. die Spannungsgrenze ΔU ist etwas kleiner als das Produkt $R \cdot I_{sc}$, und dadurch öffnen sämtliche Impulse die diesen Wert überschreiten, den Transistor aus dem Block 1,

und so werden die gebildeten Impulse, nach einer Vorverstärkung aufgeschrieben. Mit Hilfe des Potentiometer R_B wird eine Vergleichsspannung (Sperrspannung) eingestellt, die in diesem Falle etwas unter der Spannung $\Delta U = R \cdot I_i$ ist, und somit werden sämtliche Impulse die ein Strom von wenigstens I_i oder grösser als ihn haben, vom Zähler 6 gezählt, d.h. die Summe $Z_i + Z_{sc}$. Hat man nun die Summe $Z_i + Z_{sc}$ und Z_{sc} so kann man genau die Anzahl der tatsächlicher Wirkimpulse (Z_i) bestimmen. Das beschriebene Gerät wurde in Rahmen einiger Forschungsarbeiten [1, 2, 3] benützt und hat sich als sehr sicher in Betrieb und ausreichend genau bewiesen. Als Beispiel werden im Bild 5 die Änderungskurven des Wirkverhältnisses η_i und η_{sc} [%] dargestellt.

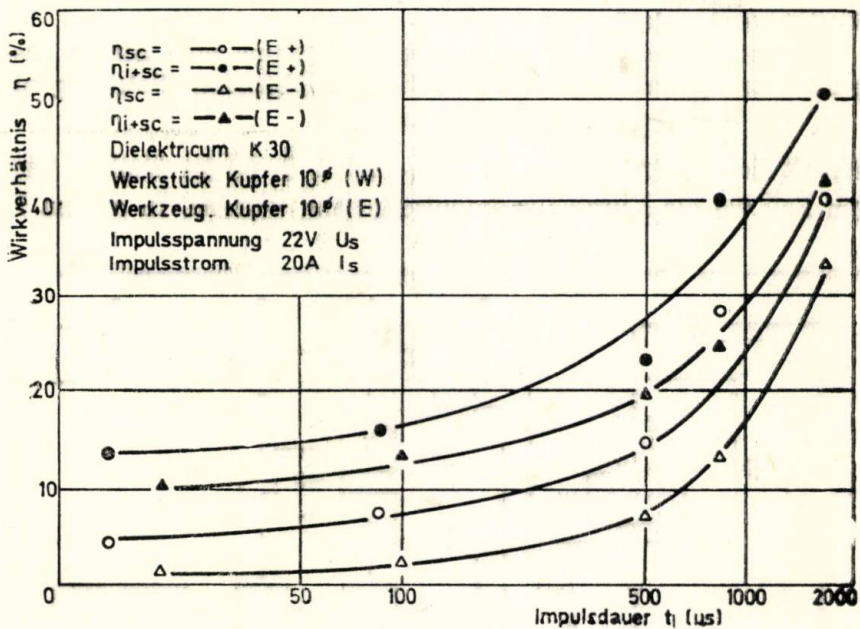


Bild 5

Die Versuche wurden mit einem Cu + Cu Elektrodenpaar, beiden Polaritäten, durchgeführt. Die dargestellten Diagramme sind denen ähnlich die sich aus theoretischen oder experimentellen Gründen ergeben haben, und die aus der Fachliteratur bekannt sind.

Andererseits ist der vollkommene Bau des Gerätes sehr einfach und für jedes Laboratorium geeignet. Seine Genauigkeit bleibt konstant wenn die Eichspannung, die vom Netzgerät geliefert wird, streng konstant bleibt.

Schriftum

- [1]. OBACIU, GH., KURR, R.: *Aparat pentru măsurarea temperaturilor*. Metrologia aplicată, nr. 11, 1970. Anzeiger, Nr. 54, Juni 1971, Seite 1326.
- [2]. OBACIU, GH.: *Contribuții la studiul distribuției energiei impulsului la prelucrarea electroerozivă*. Tehnologii neconvenționale în prelucrarea metalelor. Seite 171—185, Timișoara, 1971.
- [3]. KURR, R., OBACIU, GH.: *Verteilung der Energie bei der elektroerosiven Bearbeitung*. Industrie
- [4]. OPITZ, H.: *Moderne Produktions-technik*. Verlag Girardet, Essen, 1971.
- [5]. SCHIERHOLT, H.: *Über die Abtragsvorgang bei der funkenerosiver Bearbeitung und Forderungen an Impulsform und Regeleinrichtungen des verwändenten Generatoren*. Dissertation — TH Aachen, 1964.



CONTRIBUȚII LA DETERMINAREA DE NOI PARAMETRI PRIVIND AMBUTISAREA ADÎNCĂ A TABLELOR SUBȚIRI FORMAREA FESTOANELOR — UN INDICE AL AMBUTISĂRII ADÎNCI

I. STĂNESCU, S. VASII, V. ȘUTEU

Lucrarea tratează problema formării festoanelor la ambutisarea adîncă a tablelor din oțel. Se stabilesc curbele de variație ale gradului de formare a acestora în funcție de coeficientul de ambutisare și nivelul anizotropiei inițiale a tablei.

Se consideră că gradul formării festoanelor poate constitui un test orientativ ajutător pentru aprecierea capacității de ambutisare adîncă.

Se cercetează variația în timp a formării festoanelor ca urmare a apariției fenomenului de îmbătrînire. În încheiere sînt prezentate concluziile cercetărilor efectuate.

În timpul ambutisării, cu sau fără subțierea pereților, la marginea paharelor se formează festoane (denivelări), a căror înălțime poate ajunge 10—25% din înălțimea totală a paharului (figura 1).

Formarea acestor festoane la ambutizare, a fost studiată în special la aliaje neferoase [1, 2], stabilindu-se

L'ouvrage traite le problème de la formation des festons à l'emboutissage profond des tôles en acier. On établit les courbes de variation du degré de la formation de ceux-ci, en fonction du coefficient d'emboutissage, et le niveau de l'anisotropie initiale de la tôle.

On considère que le degré de la formation des festons peut constituer un test orientatif auxiliaire pour apprécier la capacité de l'emboutissage profond.

On recherche la variation en temps de la formation des festons en tant qu'une conséquence de l'apparition du phénomène de vieillissement. À la fin, on présente les conclusions des recherches effectuées.

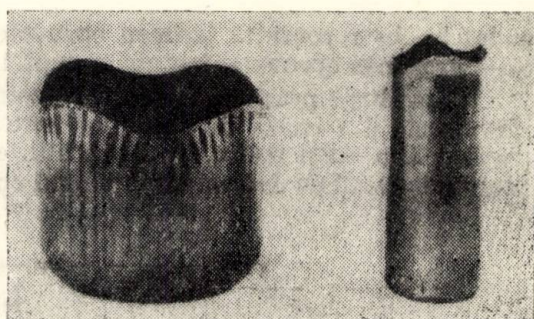


Fig. 1

unele concluzii referitoare la corelațiile dintre mărimea lor, gradul inițial de anizotropie al materialului, gradul de ambutisare, jocul între poanson și matriță.

Rezultatele cercetărilor mai recente [2, 5], aduc elemente noi privind stabilirea tehnologiei de ambutisare adâncă a pieselor din materialele analizate (aliaje de aluminiu și alamă), obținându-se astfel reducerea consumului de material și a volumului de manoperă.

Practica a dovedit că formarea festoanelor este inevitabilă și la ambutisarea adâncă a tablelor din oțel. Deși mai puțin studiată și în cazul acestor materiale, festonarea prezintă importanță sub aspect tehnic și economic. Cunoașterea acestui fenomen reprezintă o necesitate, în special la ambutisarea adâncă din una sau mai multe treceri succesive, când înălțimea festoanelor ia valori mari.

În legătură cu formarea festoanelor, un interes deosebit îl prezintă și influența pe care o are gradul inițial de anizotropie al tablei, asupra intensității formării acestora. Studii teoretice și experimentale mai amănunțite, ar putea stabili că gradul de formare al festoanelor (legat de anizotropie) poate reprezenta un indice cantitativ ajutător, pentru evaluarea capacității de deformare la ambutisare a tablelor subțiri.

Luând în considerare cele arătate, prezenta lucrare tratează câteva aspecte ale formării festoanelor la tablele subțiri de oțel pentru ambutisare, de proveniență indigenă, precum și legătura dintre intensitatea formării lor și capacitatea de deformare la ambutisare a acestor table.

Tabla de oțel utilizată pentru ambutisarea adâncă, posedă în toate cazurile anizotropia plană a proprietăților mecanice, anizotropie al cărui grad depinde de regimul de laminare și tratamentul termic al materialului.

Conform cercetărilor de pînă acum, anizotropia plastică este definită ca raportul dintre gradul de deformare logaritmă în direcția lățimii, φ_b și același grad de deformare în direcția grosimii φ_s , a unei epruvete supuse la întindere uniformă [4], adică:

$$r = \frac{\varphi_b}{\varphi_s} = \frac{l_n \frac{b_1}{b_0}}{l_n \frac{s_0}{s_1}}, \quad (1)$$

unde: b_0, b_1 reprezintă lățimea epruvetei înainte și după întindere; s_0, s_1 — grosimea epruvetei înainte și după întindere.

Stabilirea practică a valorii anizotropiei după relația (1) este totuși anevoioasă, din cauza dificultăților care apar la măsurarea variației de grosime. Din acest motiv, curent se utilizează relația mai comodă, în care intervine gradul de deformare în lungul epruvetei:

$$r = \frac{\varphi_b}{-(\varphi_l + \varphi_b)} = \frac{l_n \frac{b_0}{b_1}}{l_n \frac{l_1 b_1}{l_0 b_0}}, \quad (2)$$

unde: l_0, l_1 reprezintă lungimea înainte, respectiv după întindere.

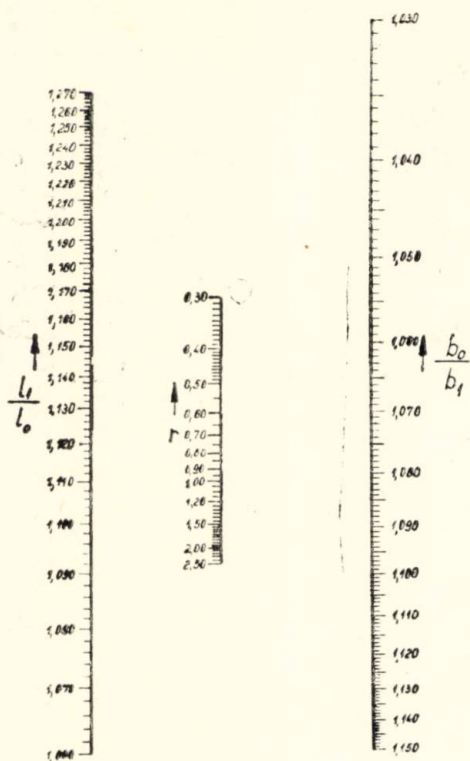


Fig. 2

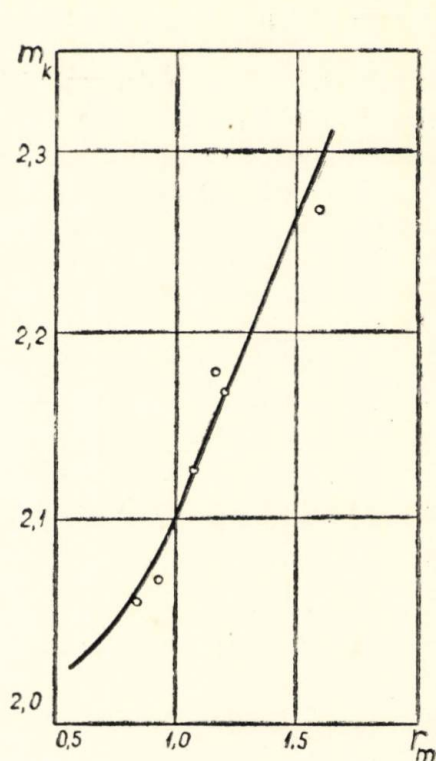


Fig. 3

O simplificare importantă în determinarea valorilor anizotropiei, se poate aduce prin utilizarea nomogramei lui Whiteley (figura 2), care permite determinarea rapidă a valorii r , în funcție de rapoartele l_1/l_0 și b_0/b_1 .

Gradul mediu de anizotropie r_m se determină ca medie a gradelor de anizotropie stabilite pe diferite direcții față de direcția de laminare:

$$r_m = \frac{1}{4} (r_0 + 2 r_{45} + r_{90}). \quad (3)$$

Cercetările anterioare [7] au arătat că creșterea gradului de anizotropie r_m , facilitează creșterea gradului de ambutisare, între acestea existînd relația:

$$m_k = e^{\left| \frac{(1+r_m)(2+r_m)}{2(1+2r_m)} \ln m_k \right|} \quad (4)$$

Reprezentarea grafică a relației (4) este redată în figura 3.

Rezultă de aici că valoarea anizotropiei plastice a tablei are o deosebită importanță asupra ambutisabilității, permițind stabilirea unor premize cantitative a deformării lor. Pe de altă parte, concluziile cercetărilor cuprinse în lucrarea [7], au stabilit că fiecare tablă posedă un anumit nivel de anizotropie, care cu cât este mai ridicat, determină o mai bună comportare a tablei în timpul deformărilor plastice de ambutisare. Totodată s-a stabilit că nivelul inițial de anizotropie, scade treptat pe măsura apariției și instaurării fenomenului de îmbătrânire, conducând la scăderea ambutisabilității tablei.

Pornind de la această constatare, pentru tablele de oțel luate în studiu, s-au determinat coeficienții de anizotropie r pe direcțiile 0° , 45° , 90° față de direcția de laminare, iar apoi cu aceștia s-a calculat coeficientul mediu de anizotropie r_m , folosindu-se relația (3).

Cunoscând valorile pentru r_0 , r_{45} , r_{90} și r_m s-a putut determina gradul inițial de anizotropie al tablei λ , folosindu-se relația:

$$\lambda = \frac{r_{45} - \frac{1}{2} (r_0 + r_{90})}{r_m} \quad (5)$$

Coeficienții de anizotropie au fost determinați pentru table TDA noi și îmbătrânite (vechime un an), iar pentru comparare cu alte calități, s-a luat în studiu și tabla SP 13 Austria. Valorile stabilite sînt date în tabelul 1.

Tabelul 1.

<i>Tipul tablei</i>	r_0	r_{45}	r_{90}	r_m	λ
<i>T.D.A. nouă</i>	1,2	0,68	1,7	1,06	0,72
<i>TDA îmbatrinită</i>	1	0,61	1,53	0,94	0,68
<i>SP 13</i>	1,27	0,7	1,8	1,12	0,74

În timpul operației de ambutisare, la toate categoriile de tablă încercată, s-au format festoane, sensibil diferențiate în funcție de coefi-

cientul de anizotropie, coeficientul de ambutisare, numărul de ordine al operației (la ambutisarea din mai multe treceri), jocul dintre poanson și matriță.

Experiențele efectuate au arătat, că la ambutisarea obișnuită (fără subțiere) festoanele se formează în direcția valorilor maxime ale coeficientului de anizotropie. La piesele realizate, numărul acestora este de patru, dispuse uniform pe circumferința paharului.

Evaluarea cantitativă a formării festoanelor la ambutisare, este dată de relația:

$$E = \frac{h_{\max} - h_{\min}}{h_m} = \frac{\Delta h}{h_m}, \quad (6)$$

unde: E este gradul de formare a festoanelor; $h_{\max}$ — înălțimea maximă a paharului ambutisat; $h_{\min}$ — înălțimea minimă a paharului ambutisat; Δh — înălțimea festonului; h_m — înălțimea medie a paharului:

$$h_m = \frac{h_{\max} + h_{\min}}{2} \quad (7)$$

Tabelul 2.

Tipul tablei	m	Δh	h_m	E
TDA _n	0,55	6,2	74,1	0,084
	0,59	4	68	0,058
	0,63	2,5	62,7	0,04
	0,68	1,5	57,7	0,026
TDA _i	0,55	4,8	73,8	0,065
	0,59	3,2	67,6	0,047
	0,63	2	62,5	0,032
	0,68	1,3	57,6	0,022
13 SP	0,55	6,8	74	0,092
	0,59	4,5	68,3	0,065
	0,63	3	62,75	0,047
	0,68	1,6	57,6	0,028

Parametrii dimensionali ai festoanelor determinați pentru categoriile de table amintite, sînt date în tabelul 2 în funcție de coeficienții de ambutisare m .

În figurile 4 și 5 sînt trasate curbele de variație ale înălțimii festoanelor Δh și gradului de formare a acestora E , în funcție de coeficientul de ambutisare m

$$m = \frac{d}{D} \quad (8)$$

unde: d este diametrul piesei ambutisate; D — diametrul semnificativului plan sau al piesei anterior ambutisate.

Se constată că înălțimea festoanelor, respectiv valoarea gradului de formare a acestora, este cu atît mai mare cu cît intensitatea ambutisării și anizotropia inițială a materialului sînt mai ridicate, celelalte condiții de lucru păstrîndu-se neschimbate.

Aceleași concluzii se pot stabili și din figura 6, unde este redată variația gradului de ambutisare în funcție de coeficientul anizotropiei inițiale, pentru diferite valori ale coeficientului de ambutisare.

De aici rezultă că în ceea ce privește formarea festoanelor din punct de vedere tehnologic și economic, este indicat ca dintre materialele care asigură ob-

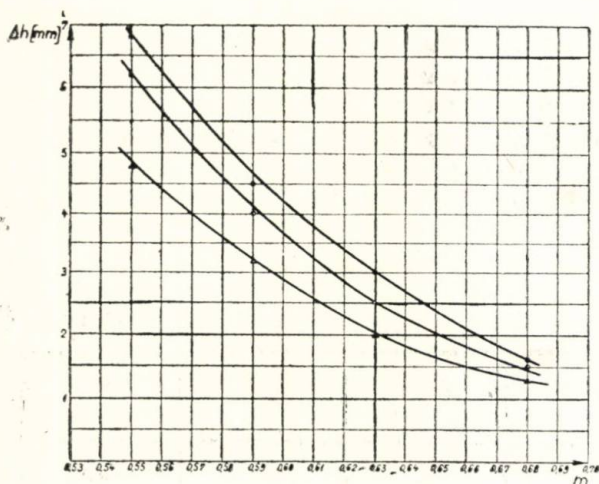


Fig. 4.

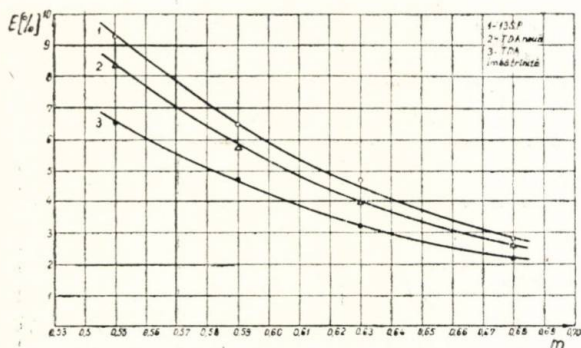


Fig. 5.

ținerea coeficientului de ambutisare dorit, să se aleagă acela care are un grad de anizotropie mai scăzut.

În lucrarea [7] s-a arătat că proprietatea de deformare a tablei, ne referim la ambutisabilitatea sa, este dependentă de nivelul său de anizotropie și totodată variabilă în timp.

Determinarea fără dubii a capacității momentane de deformare a tablei la ambutisare, constituie o problemă pe cit de importantă și acută, pe atât de complexă, datorită mulțimii factorilor care îi determină o anumită comportare. Aceasta a făcut ca valoarea cantitativă a ambutisabilității, obținută cu una din metodele existente pe plan mondial [6] să nu fie în toate cazurile cea reală.

Ca urmare existența unor teste ajutoare, care pot completa proba de bază, fie în sensul certificării afirmative a rezultatelor sale, fie a necesității repetării încercării, devin deosebit de valoroase.

În acest sens, considerăm că fenomenul formării festoanelor, poate fi utilizat ca indice ajutător la aprecierea capacității momentane de ambutisare a tablelor subțiri, întrucât este o mărime puternic influențată de plasticitatea tablei (fig. 4, 5).

Pentru aceasta, este necesar ca mărimea festoanelor obținute la proba de ambutisare (vezi metoda descrisă în lucrarea [6]), să corespundă calității materialului și coeficientului de ambutisare folosit la aparatul de încercare. Orice scădere a înălțimii lor față de valorile stabilite de curbă, indică o scădere a plasticității materialului.

Pe de altă parte cunoscută fiind scăderea în timp a plasticității tablei ca urmare a îmbătrînirii [6, 7], rezultă că gradul formării festoanelor, poate da indicații cu privire la stadiul acesteia.

Rezultatele experimentale redate în figura 7, dovedesc că gradul de formare a festoanelor, pentru același coeficient de ambutisare, scade în timp, tinzând — presupunem — către o valoare limită. Urmează ca determinările ce se vor efectua pe măsura îmbătrînirii tablei să confirme acest lucru. Comparată cu scăderea în timp a plasticității și anizotropiei, concluzia obținută este firească.

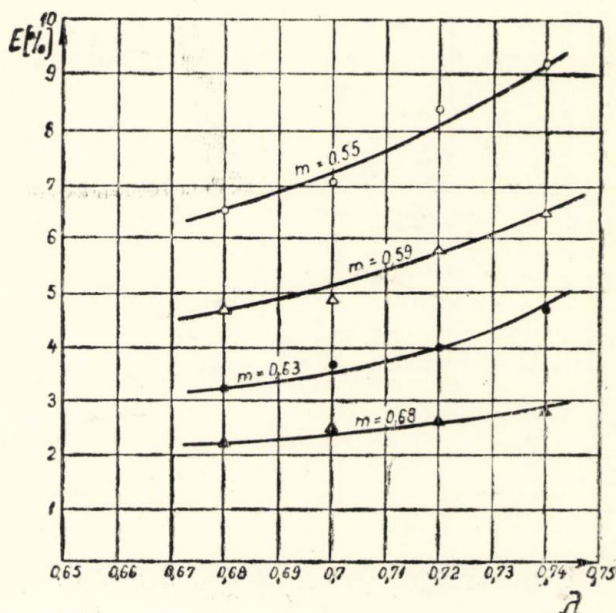


Fig. 6.

În figura 8, diferența între înălțimea festoanelor obținute la o tablă nouă și la una îmbătrinită, pentru aceleași condiții de ambutisare, este evidentă. Acest lucru confirmă concluziile rezultate din încercările efectuate.

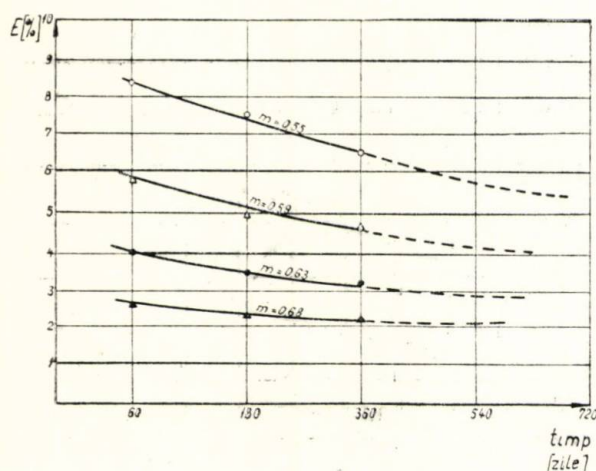


Fig. 7

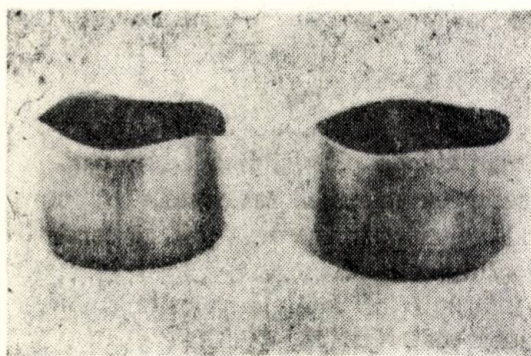


Fig. 8.

lor cu plasticitate înaltă, gradul formării festoanelor ia valori ridicate.

Înălțimea festoanelor obținute după proba de ambutisare, poate constitui un indice orientativ ajutător, la determinarea ambutisabilității tablei.

Fenomenul îmbătrînirii tablelor conduce la scăderea în timp a gradului de formare a festoanelor.

Concluzii

În timpul operației de ambutisare adîncă, pe marginea pieselor se formează festoane a căror înălțime depinde de coeficientul de ambutisare, anizotropia inițială a materialului, jocul între poanson și matriță etc. Gradul de formare a festoanelor este cu atît mai accentuat cu cît coeficientul de ambutisare este mai mic.

Intensitatea formării festoanelor crește cu coeficientul de anizotropie inițială a materialului.

Întrucît existența festoanelor aduce dificultăți economice și tehnologice, se recomandă ca dintre materialele care asigură obținerea coeficientului de ambutisare dorit, să se aleagă cele cu un grad de anizotropie scăzut.

La ambutisarea foarte adîncă, unde se impune folosirea table-

Bibliografie

- [1]. W. MÄDE: *Tiefziehprüfung und Ausschu von weichen und halbharten Aluminium — und Alpurplechen — Wissenschaftliche Zeitschrift*. T. H. Magdeburg, nr. 12, 1968, b.
- [2]. V. V. SEVELEV, S. IAKOVLEV: *Festonoobrazovani pri kombinirovannoi vitiiajke*. Kuznecino Stampovocinoe proizvodstvo nr. 7, 1968.
- [3]. A. TOMLENOV: *Untersuchungen über das Tufzuhen unter besonderer Berücksichtigung der Mechanischen Eigenschaften des Bleches*. Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 10, 1967.
- [4]. E. DEH: *Ermittlung der für die Uniformung von Feinblechen qualitätsbestimmenden Werkstoffkenngrößen r und n*. Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 5, 1970.
- [5]. S. P. IAKOVLEV, V. V. SEVELEV: *Ob ucete ishodnoi anizotropii lista pri glubocoi vitiiajke*. Kuznecino Stampovocinoe proizvodstvo, nr. 1, 1968.
- [6]. I. STANESCU: *Contribuții la determinarea și îmbunătățirea capacității de ambutisare a tablelor subțiri*. Teză de doctorat, Institutul politehnic Brașov, 1969.
- [7]. I. STANESCU, S. VASII, V. ȘUTEU: *Influența îmbătrînirii asupra capacității de ambutisare a tablelor subțiri*. Bul. Inst. politehnic Brașov, vol. XIII, seria A, 1971.

DER EINFLUSS DES LEGIERENS MIT STICKSTOFF AUF DAS EINSETZEN MIT KOHLUNGSMITTELN BEIM STAHL 21 TMC 12

P. TUDORAN, I. GIACOMELLI, V. POPOVICI, D. EHRLICH, R. COSMA,
H. GÜNDISCH

Cercetările și realizările practice din ultima perioadă de timp, consacrate oțelurilor aliate cu azot au scos în evidență posibilitatea ridicării proprietăților mecanice ale oțelurilor prin aliere cu azot și elemente nitrurogene.

Datele publicate pînă acum se referă în special la oțeluri destinate construcțiilor metalice și în oarecare măsură la oțeluri de îmbunătățire.

Pe de altă parte aplicarea în ultimul timp în practica tratamentelor termochimice a operației de carbonitrurare, a scos în evidență faptul că prezența azotului activ în atmosfera de carbonitrurare accelerează procesul de saturare a oțelului în carbon.

Avînd în vedere acest lucru s-a considerat deosebit de interesant de stabilit dacă azotul conținut în oțelurile aliate cu azot, de la elaborarea lor, are sau nu același efect accelerant asupra saturării în carbon a oțelului la cementare, ca și azotul activ din atmosfera de carbonitrurare.

În vederea obținerii de date în direcția arătată au fost supuse cementării șarje experimentale de oțel de cementare 21TMC12 aliat cu azot în diferite cantități.

Datele obținute au evidențiat că în șarjele aliate cu azot procesul de ce-

mentare se desfășoară mai rapid decît în șarjele de aceeași compoziție, dar nealiate cu azot.

Din cele de mai sus se poate trage concluzia că alierea cu azot a unor oțeluri de cementare este avantajoasă, ea determinînd reducerea duratei operației de cementare și reducerea prețului de cost al acestei operații.

In der Arbeit wird der Einfluss des Legierens mit Stickstoff auf das Verhalten des Stahles 21TMC12 beim Einsetzen mit Kohlungsmitteln verfolgt. Die Praxis der thermo-chemischen Behandlungen durch Karbonitrieren hat gezeigt, dass die Anwesenheit von Stickstoff in der aktiven Atmosphäre den Sättigungsprozess mit Kohlenstoff und Stickstoff beschleunigt. Durch die gemachten Versuche wurde verfolgt, ob der im Stahl enthaltene Stickstoff dieselbe Wirkung auf die Sättigung mit Kohlenstoff hat.

Die Ergebnisse der durchgeführten Versuche mit dem Stahl 21TMC12, mit Stickstoff legiert, bestätigen diese Annahmen, da grössere Einsetzungsgeschwindigkeiten erhalten wurden als beim selben, nicht mit Stickstoff legierten, Stahl.

1. Einleitung

In letzter Zeit sind in der Fachliteratur einer Reihe von Ländern [1—13] Veröffentlichungen über das Erschmelzen und den Ge-

brauch von Baustählen, mit Stickstoff legiert, erschienen, und auch Stähle mit niedrigem Kohlenstoffgehalt, die einer Einsatzhärtung unterzogen werden können, mit einbegriffen.

Das Verhalten solcher Stähle bei thermo-chemischen Behandlungen durch Zementation ist bis zur Gegenwart noch nicht erforscht worden.

Andererseits hat die in der Praxis der thermo-chemischen Behandlung angewandte Karbonitrierung gezeigt, dass die Anwesenheit von Stickstoff in der Karbonitrier-Atmosphäre den Sättigungsprozess der Stahloberfläche mit Kohlenstoff und Stickstoff beschleunigt.

Es wird daher interessant sein festzustellen, ob der Stickstoff in den mit diesem Element legierten Stählen denselben beschleunigenden Einfluss auf die Sättigung des Stahles mit Kohlenstoff hat, wie auch der Stickstoff aus der Karbonitrier-Atmosphäre, oder ob nicht.

Bei positiven Ergebnissen würde es heissen, dass mit Stickstoff legierte Stähle für Einsatzhärten geeignet seien, da ihre Sättigung mit Kohlenstoff viel rascher stattfinden würde, als bei denselben Stahlmarken, die nicht mit Stickstoff legiert sind.

Das Erforschen dieser Frage trägt gleichfalls in bedeutendem Masse zur vollständigeren Erkennung des Einfluss-Mechanismus des Stickstoffes auf den Sättigungsprozess des Stahles mit Kohlenstoff bei.

2. Aufgabenstellung

Das Obenstehende beachtend, wird in der Arbeit versucht, den Einfluss des Stickstoffes auf das Verhalten bei der Zementation des Stahles 21TMC12 zu verfolgen.

Wenn man in Betracht zieht, dass der Stickstoff in grösseren Mengen im Stahl auch in molekularer Form vorkommen kann und dadurch blasenbildend wirkt, muss man in mit Stickstoff legierte Stähle gewöhnlich noch ein oder mehrere nitridbildende Elemente einführen, um den Stickstoff in Nitriden zu binden und so das Erscheinen von molekularem Stickstoff verhindern.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde Aluminium zum Binden des Stickstoffes in Nitride verwendet, wodurch sowohl der Einfluss des Stickstoffes alleine auf den Zementationsprozess studiert wird als auch in Zusammenwirkung mit dem Aluminium.

3. Arbeitsmethode

Für die Versuche wurden in einem Induktionsofen mit einer Frequenz von 2.500 Hz, mit saurer Zustellung, der ein Fassungsvermögen von etwa 150 kg hat, Experimentierschmelzen aus dem Stahl 21TMC12

erschmolzen, von denen einige ohne Stickstofflegierung waren, andere mit Stickstoff legiert und wieder andere mit Stickstoff und Aluminium legiert waren.

Das Legieren mit Stickstoff wurde durch Einblasen von Ammoniak in die Schmelze bewerkstelligt. Das Schema der dazu verwendeten Installation ist in Bild 1 dargestellt (1 — Flasche mit verflüssigtem Ammoniak; 2 — Druckmindererventil; 3 — Durchflussmengenmesser; 4 — Gummischlauch; 5 — Stahlrohr $\varnothing 10$ mm; 6 — Tiegel des Induktionsofens oder der Giesspfanne; 7 — Deckel).

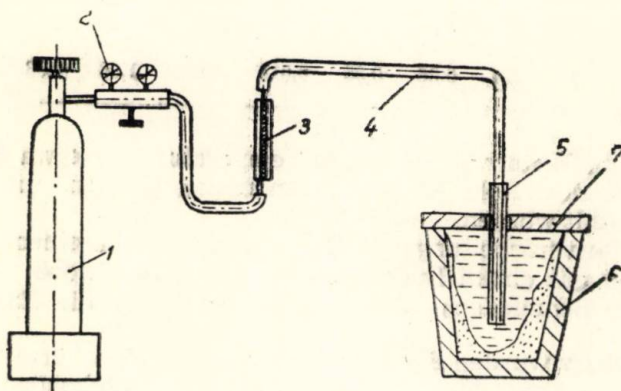
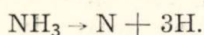


Bild 1

Bei der Temperatur des sich im Tiegel befindenden Stahles zersetzt sich das Ammoniak nach folgender Gleichung:



Der aus dieser Reaktion hervorgehende Stickstoff wird im Stahl assimiliert, wo er sich zum Teil in den Mischkristallen löst, und andererseits chemische Verbindungen eingeht, also Nitride bildet.

Der Druck, mit dem das Ammoniak in die Schmelze eingeblasen wurde war 2,2—2,5 at, während die Dauer von dem im Stahl vorhandenen gewünschten Stickstoff abhängig, verschieden war (4—7 min).

Das Aluminium wurde als Legierungselement in Form von metallischen Stücken in die Stahlschmelze eingeführt. Dieses wurde immer nach dem Ammoniakeinblasen gemacht, da man beachten muss, dass beim Einführen des Aluminiums vor dem Stickstoff dieses andere chemische Verbindungen eingehen kann, so z.B. Al_2O_3 und dadurch den Stickstoff nicht mehr zu Aluminiumnitriden bindet.

Gegossen wurde in Gusseisen-Kokillen, mit Hauben versehen, wodurch Blöcke mit einer Länge von 290 mm und einem Querschnitt von 105×105 mm oben und 75×75 mm unten erhalten wurden.

Die chemische Zusammensetzung der gegossenen Versuchsschmelzen ist in Tabelle 1 wiedergegeben.

Tabelul 1

Stahl-marke	Schmelze Nr.	E l e m e n t e %								
		C	Mn	Si	P	S	Cr	Ti	Al	N
21TMC12	12	0,20	1,09	0,44	0,019	0,010	1,09	0,100	0,010	0,005
	13	0,21	1,00	0,43	0,019	0,010	1,20	0,064	0,010	0,019
	14	0,20	1,00	0,44	0,019	0,008	1,10	0,072	0,122	0,017
	15	0,21	0,81	0,37	0,019	0,010	1,08	0,044	0,010	0,022
	16	0,22	0,81	0,41	0,019	0,008	1,09	0,048	0,121	0,020
	17	0,24	0,86	0,35	0,019	0,009	1,08	0,039	0,143	0,024

Nach dem Erstarren, bei einer Temperatur von etwa 600° C, sind die Blöcke aus den Kokillen herausgenommen worden, und weiter an der Luft abgekühlt worden.

Die Weiterverarbeitung der Blöcke bestand aus einem Ausschmieden zu Stangen mit einem Durchmesser von 15 mm, wobei die Anfangstemperatur des Schmiedens 1200—1250° C war und die Endtemperatur 850—900° C.

Die Stangen wurden dann gegläht und auf eine Länge von 10 mm zugeschnitten, so dass daraus metallographische Probekörper gefertigt werden konnten, um die Einsatztiefe bestimmen zu können, sowie die Struktur der Einsatzschichte und des Kernes, als auch zum Bestimmen der Härte derselben.

Die Probekörper der verschiedenen Schmelzen, mit verschiedenem Gehalt an Stickstoff und Aluminium, wurden im Folgenden der Einsatzhärtung unterzogen. Das Einsetzen wurde in Gasatmosphäre bei einer Temperatur von 880—900°C ausgeführt, mit verschieden langer Dauer (2, 4 und 6 Stunden).

4. Ergebnisse und ihre Auslegung

Die Ergebnisse sind in den Diagrammen in Bild 2 und Bild 3 wiedergegeben.

Die in Bild 2 dargestellten Ergebnisse zeigen, dass ein Ansteigen des Stickstoffgehaltes in der Stahlzusammensetzung einen vorteilhaften Effekt auf die Anreicherung der Schichte mit Kohlenstoff beim Einsetzen hat.

Die Schmelzen 13 und 15, mit Stickstoff legiert, haben grössere Tiefen der zementierten Schichte aufgewiesen als die Schmelze 12, die nicht mit Stickstoff legiert war, und dieses bei allen Haltezeiten während der Versuche des Zementierens.

Daraus geht also hervor, dass der in den Stahl während des Er-schmelzens eingeführte Stickstoff die gleiche Wirkung hat, wie der sich

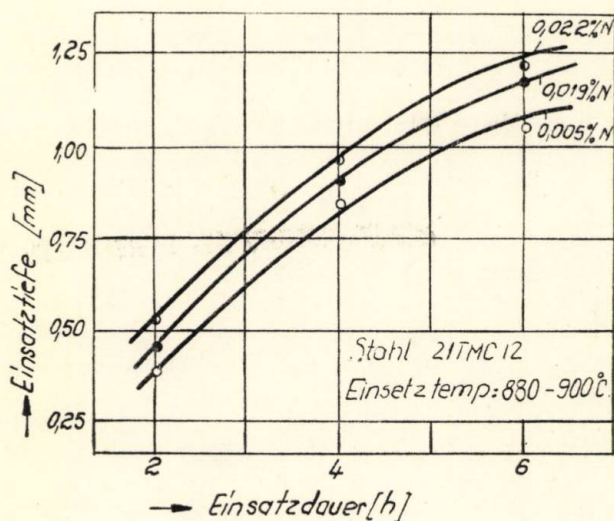


Bild 2

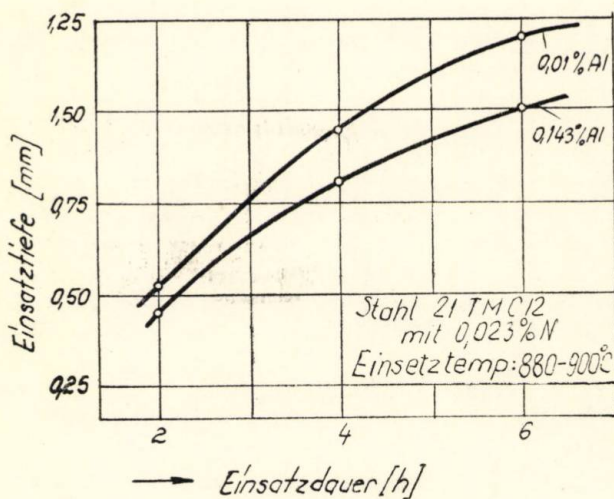


Bild 3

in der Karbonitrier-Atmosphäre befindende Stickstoff, und auch eine Beschleunigung des Zementationsprozesses bewirkt. Dieses zeigt, dass sich die mit Stickstoff legierten Stähle rascher zementieren als solche gleicher chemischer Zusammensetzung, die aber nicht mit Stickstoff legiert sind.

Was den Einfluss des Aluminiums betrifft zeigt Bild 3, dass dieses die Tiefe der zementierten Schichte verringert. Aus diesem Grunde muss der Gehalt an Aluminium in zum Einsatzhärten bestimmten Stählen nur gerade der kleinstnötige sein, der zur Bindung des Stickstoffes in Nitride erforderlich ist, oder sollte man vielleicht ein anderes Element zur Stickstoffbindung in Nitride verwenden, welches den Bereicherungsprozess der Stahloberfläche an Kohlenstoff nicht hemmt.

Obwohl die vorteilhafte Wirkung des Stickstoffes, wie schon oben gezeigt, auf die Sättigung der Stahloberfläche in Kohlenstoff auch bei der Karbonitrierung festgestellt worden war, konnte eine allgemein anerkannte Erklärung dieses Vorganges noch nicht gegeben werden.

Nach Prosvirin [14] kann dieses Phänomen durch die polarisierende Wirkung der Stickstoffionen auf die sie umgebenden Eisenionen erklärt werden. Diese Hypothese könnte vielleicht auch für die Erklärung der beschleunigenden Wirkung des Stickstoffes auf den Prozess der Zementation in mit Stickstoff legierten Stählen in Betracht gezogen werden. Die Stickstoffionen, die sich von der Erschmelzung her in den Poren des Kristallgitters des Stahles befinden, könnten einen polarisierenden Einfluss auf die umliegenden Eisenionen ausüben, wodurch sie, zu gleicher Zeit, eine Verstärkung der Absorption der Kohlenstoffatome aus dem Zementationsmittel bestimmen und vielleicht eine Beschleunigung der Diffusion des Kohlenstoffes im Gitter der Mischkristalle bewirken.

5. Schlussfolgerungen

1. Bei der Erforschung des Einflusses des Legierens mit Stickstoff auf den Prozess des Einsetzens mit Kohlunngsmitteln des Stahles 21TMC12 wurden Ergebnisse gefunden welche zeigen, dass mit Stickstoff legierte Stähle zur Zementation anempfohlen sind, da der Prozess der Zementation in diesen Stählen rascher vor sich geht als in den Sorten gleicher Zusammensetzung, die aber nicht mit Stickstoff legiert sind.

2. Aus der Erforschung des Einflusses des Aluminiums auf die Tiefe der zementierten Schichte geht der unvorteilhafte Einfluss dieses Elementes hervor, was zu der Schlussfolgerung führt, dass die mit Stickstoff legierten, für die Einsatzhärtung bestimmten, Stähle das Aluminium in kleinen Mengen enthalten muss oder, dass für die Bindung des Stickstoffes zu Nitriden ein anderes Element verwendet werden muss, welches den Prozess der Zementation nicht hemmt.

3. Die Tatsache, dass der in den mit Stickstoff legierten Stählen enthaltene Stickstoff die gleiche Wirkung auf die Bereicherung an Koh-

lenstoff des Stahles hat wie auch der Stickstoff aus dem Zementationsmittel, führt zu der Meinung, dass der Einflussmechanismus dieses Elementes in beiden Fällen der gleiche sein könnte.

Schriftum

- [1]. WIESTER, H. I., BADING, W., RIEDEL, H., SCHOLZ, W.: *Stahl und Eisen*. Bd. 77, H. 12, 1957, S. 773—784.
- [2]. WIESTER, H. I., VOGELS, H. A., ULMER, H.: *Stickstoff als Legierungselement in Mangan-Vanadin-Baustählen aus dem Siemens-Martin-Ofen*. „Stahl und Eisen“, 79, H. 16, 1959, S. 1120—1129.
- [3]. * * *: *N-treated steel approved by Nippon Kaiji shipbuilding*. „Japan Schipp and Schipbuilding“, 8, nr. 9, 1963, p. 42.
- [4]. KOBRIN, C. L.: *Nitrides strengthen steels*. „Iron Age Metallwork international“, 3, nr. 5, 1964, p. 20—21.
- [5]. BROZZO, P., BERRUTI, V., DI BARTOLO, S., MICHELUCCHI, S.: *Aciers de construction a haute resistance avec additions de niobium et d'azote*. „Revue de Metalurgie“, mai, 1964, p. 475—491.
- [6]. KALUSTING, E. A., PETUNINA, E. V.: *Iziscanie stali provižennoi procinosti dlia stroitel'nykh konstrukcij*. „Stali“ nr. 1, 1965.
- [7]. NAKAMURA, M., KURIJAMA, I., IAMADZAKI, I.: *Kagaku soti*. „Plant and Process“, 7, nr. 10, 1965, p. 24—33.
- [8]. PANFILOVA, L. M., GOLDSTEIN, M. I.: *Uprocinenie ulucišiemih konstrukcionnyh stali malimi dobskami azota, vanadiia i aliuminiiu*. „Metallovedenie i termiceskaia obrabotka metallov“, nr. 10, 1966, s. 22—27.
- [9]. BARATAŠVILI, I. B., BEREJIANI, V. M.: *Azotistie trubnie stali*. „Metallovedenie i termiceskaia obrabotka metallov“, nr. 10, 1964, s. 70—72.
- [10]. DRĂGAN N., COSTESCU, M., MORTUN, A., IACOB, MINODORA: *Vliianie azota kak leghirujuščego elementa v staliah s 0,1—0,2% ugleroda i nebolšimi dobavkami vanadiia i niobiia*. Simpozionul de Metalurgie fizică, 12—15 mai 1969, Varna.
- [11]. DRĂGAN, N., COSTESCU, M., MORTUN, A., IACOB MINODORA: *Oțeluri sudabile pentru construcții metalice aliate cu azot, vanadiu și niobiu*. „Metalurgia“, nr. 6—7, 1969.
- [12]. TUDORAN, P., MANTEA ȘT.: *Cercetări privind influența separată și cumulată a azotului și aluminului asupra structurii primare a oțelului 35M16*. „Studii și cercetări de metalurgie“, Tom XV, nr. 2, 1970.
- [13]. TUDORAN, P., MANTEA, ȘT.: *Forschungen in Bezug auf den Einfluss von Stickstoff und Aluminium auf die Kinetik des Kornwachstums des Austenits im Stahl 35M16, legiert mit Stickstoff und Aluminium*. „Revue roumaine des sciences techniques. Serie de metalurgie“, Tome 15, nr. 2, 1970.
- [14]. PROSVIRIN, V. I., GRIBOSDOV, I. N.: *Tratamente termice și transformările care au loc în oțel*. Traducere I.D.T., București, 1955.
- [15]. TUDORAN, P., GIACOMELLI, I., FITERĂU, V., COSMA, R.: *Cercetări privind influența carbonitrurării asupra rezistenței la oboseală a oțelului 15C08*. „Metalurgia“, nr. 9, 1969.
- [16]. TUDORAN P., GIACOMELLI, I., FITERĂU, V., COSMA, R.: *Cercetări privind influența carbonitrurării și a regimului de tratament termic după carbonitrurare asupra rezistenței la uzură a oțelului 15C08*. Buletinul științific al Institutului politehnic Brașov, seria A, Mecanică, vol. XII, 1970.

INFLUENȚA GEOMETRIEI PUNCTELOR ASUPRA REZISTENȚEI ÎMBINĂRII TABLELOR SUBȚIRI, DIN ALUMINIU 99,5% INDIGEN, SUDATE ELECTRIC PRIN PRESIUNE

GH. IONESCU, L. SCOROBETIU, V. POPOVICI, D. COSTESCU

Avantajele tehnico-economice ale sudării electrice prin presiune determină necesitatea aplicării ei la sudarea aluminiului indigen cu puritatea 99,5%, contribuind astfel sensibil la reducerea greutății proprii a construcțiilor de mașini.

Se continuă cercetările colectivului asupra sudabilității constructive, după ce au fost stabilite condițiile sudabilității metalurgice și tehnologice. Se cercetează această formă a sudabilității aplicate la table subțiri de aluminiu indigen, cu grosime de la 0,5 la 1 mm.

Se urmărește efectul formei îmbinării la o secțiune de forfecare, la sudarea tablelor suprapuse drepte și în colț, efectul șuntării asupra rezistenței îmbinărilor realizate. Se determină relațiile pentru stabilirea poziției nucleului în diferite ipoteze de îmbinare.

Se dau relații pentru calculul rezistenței îmbinării a nucleului și a for-

țelor care solicită îmbinarea în funcție de dimensiunea tablei.

Die Widerstandsschweissung des Aluminiums bietet besondere Vorteile bezüglich des Gewichtes der Schweisskonstruktion, wie auch die Festigkeit der Verbindung in besonderen Bauformen.

Es werden Berechnungsunterlagen dargestellt für die entsprechenden Schweissverbindungen bei ruhender Beanspruchung sowie die Belastungsmöglichkeiten der Schweisskonstruktionen.

Man berechnet die Scherspannung, Leibungsdrucke bei einschnittigen Verbindungen, sowie die zulässigen Kräfte für Al 99,5% (inländisches Erzeugnis) abhängig von der Blechdicke bei Dünnblechen in überlappten wie auch abgebogenen Blechschweissverbindungen.

1. Materialul folosit și tehnologia aplicată contribuie la reale economii de materiale prin reducerea greutății proprii.

Sudarea electrică prin presiune aplicată asupra tablelor din aluminiu indică o reală posibilitate la reducerea greutății proprii.

La aplicarea acestei tehnologii a fost analizată sudabilitatea metalurgică și tehnologică a aluminiului indigen 99,5% [1] și [2].

Aluminiul 99,5% indigen se caracterizează prin caracteristicile mecanice de bază: longitudinal: $\sigma_r = 11,7 \text{ daN/mm}^2$; $\sigma_c = 11,1 \text{ daN/mm}^2$; $\delta_5 = 10\%$, $\Psi = 76,5\%$; transversal $\sigma_r = 10,4 \text{ daN/mm}^2$; $\sigma_c = 9,8 \text{ daN/mm}^2$; $\delta_5 = 9,5\%$; $\Psi = 57,5\%$ [1].

Din încercările efectuate au rezultat: parametrii optimi ai sudării electrice prin puncte [1], [2].

Din cercetările efectuate se prevede necesitatea decapării tablelor cu soluția prevăzută cu compoziția: 12% HNO_3 tehnic și 0,4% NF în soluție apoasă la care timpul de menținere a pieselor este de 2—6 minute la temperatura de 25° C [2].

Tablele astfel pregătite s-au sudat luînd grosimi de 0,5 și 1 mm în combinație de: 0,5+0,5, 1+1, 0,5+1, cu lățimile de 10, 15 și 30 mm.

S-a sudat în regim mediu cu $P = 105 \text{ KVA}$ și cu 6 impulsuri și cu varianta de $P = 138 \text{ KVA}$ și 3 impulsuri la tabla de 1 mm. Curentul se modulează după cum indică oscilograma din figură 1.

Acești parametri au fost stabiliți de autori în [2].

2. Determinarea influenței geometriei metalului de bază și a nucleului asupra rezistenței îmbinării (sudabilitatea constructivă).

În aceste condiții de lucru s-a analizat influența parametrilor de sudare la formarea punctelor (nucleelor).

Se consideră că pentru formarea nucleului sînt hotărîtoare conductivitatea termică, forma geometrică a metalului de bază și modul de acționare a electrozilor.

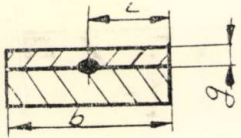
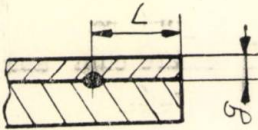
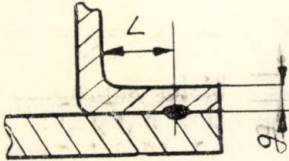
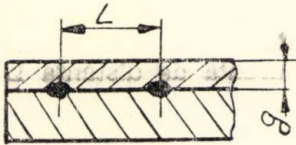
În urmărirea proceselor la formarea nucleului se consideră zona topită care se notează cu dn în figura 2.

Pe lîngă parametrii electrici de funcționare s-a urmărit efectul asupra rezistenței îmbinării a presiunii specifice, a poziției de formare a nucleului față de marginea tablei în cazul tablelor suprapuse drepte și a celor curbate, s-a considerat și efectul șuntării în cazul sudării tablelor late cu două rînduri de nuclee. La sudare s-a realizat perfectă coaxialitate a electrozilor, ceea ce s-a verificat prin controlul urmei acestora înainte de începerea sudării.

2.1. Influența parametrilor de sudare asupra geometriei și rezistenței nucleului (a zonei topite dn).

La sudarea cu parametrii și în condițiile stabilite [1], [2] s-a obținut pentru mărimea zonei topite din nucleu (dn) după cazul tipurilor de îmbinări, următoarele valori optime, tabelul 1.

Tabelul 1

Nr. crt.	Tipul îmbinării	Poziția nucleului	Grosimea minimă a tablei	Mărimea zonei topite din nucleu
		L mm	g mm	dn mm
1.	Table suprapuse de lățime b 	1/2 b	$\leq 0,5$	2,4
			≥ 1	2,7
2.	Table suprapuse cu distanța L a nucleului de la marginea tablei: 	10	$\leq 0,5$	2,4
		8 — 12	≥ 1	2,8
3.	Table suprapuse curbate cu distanța L a nucleului de la curbură: 	8	$\leq 0,5$	2,4
		12	≥ 1	2,8
4.	Table suprapuse late, cu două rinduri de nuclee: 	15	$\leq 0,5$	2,4
		25	≥ 1	2,8

Toate grosimile notate (g) sînt cele minime.

S-a stabilit că for a de tracțiune-forfecare variază in aceste cazuri între 24—30 daN/punct.

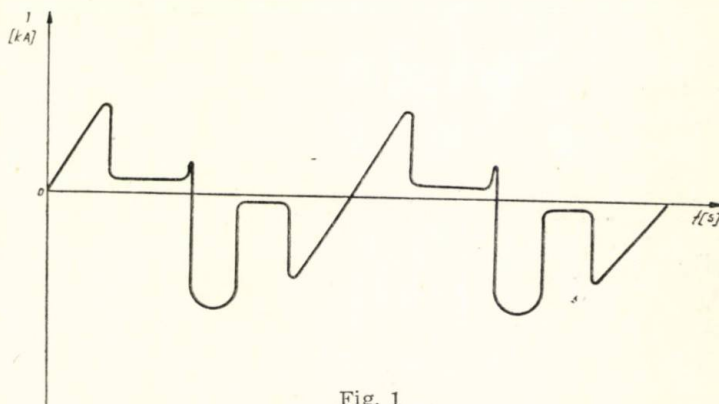


Fig. 1

 n urma aplicării regimului de sudare optim ales, au rezultat în cazurile de îmbinări analizate pătrunderi corespunzătoare care asigură rezistențele necesare cum apar în figura 3.



Fig. 2

Din cele stabilite se recomandă următoarele reguli pentru realizarea punctelor cu rezisten  optimă a îmbinării:

—  n cazul tablelor suprapuse de lăţime b (tip 1):

$b \geq 12g + 6 \text{ mm}$, unde g este grosimea tablei minime.

— La sudarea tablelor suprapuse cap la cap cu distanța L a nucleului de la marginea tablei (tip 2):

$$L \geq 8g + 6 \text{ mm},$$

unde g este grosimea tablei cu grosime minimă.

— La table suprapuse cu marginea curbată de distanța L a nucleului de tablă curbată (tip 3):

$$L \geq 6g + 4 \text{ mm},$$

unde g este grosimea tablei cu grosime minimă.

În caz că rezistența îmbinării necesită două rinduri de puncte de sudare (tip 4), aceasta este mai preferabil unei măriri a diametrului nucleului [3], [4]. În acest caz se recomandă pentru distanța dintre rîndurile de puncte:

$$D \geq (10-15) g,$$

unde g este tabla cu grosimea minimă.

Această derivație, sau distanța dintre puncte, este cu atît mai importantă cu cît crește grosimea tablelor cum se indică mai sus conform relației.

Bineînțeles, aceste reguli nu sînt absolute, ele orientează util. Ele se aplică pentru diametre normale de electrozi și de puncte de sudură (diametrul zonei topite de nucleu).

Respectînd aceste indicații se asigură o formare corectă a nucleului.

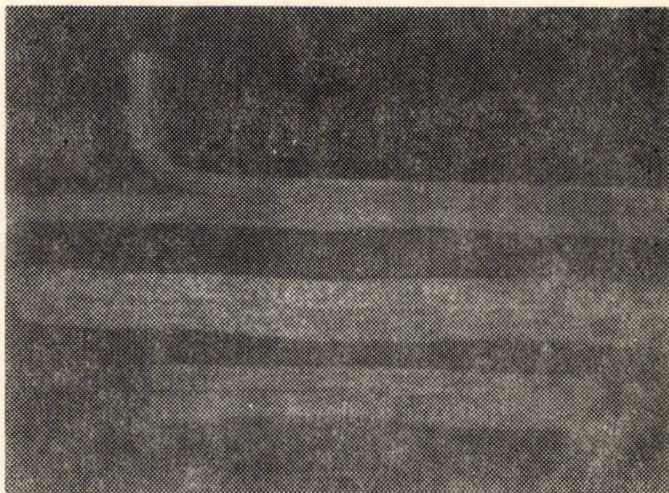


Fig. 3

2.2. Determinarea valorilor de solicitare la îmbinarea sudată

1. Forțele de forfecare la aluminiul 99,5%.

Din încercări rezultă în funcție de grosimea tablei îmbinate:

Forța de forfecare s-a determinat la valoarea 24—35 kgf/punct care se poate exprima cu relația:

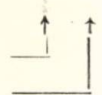
$$F_{\text{forf.}} = K_1 g \text{ [da N]},$$

după grosimea tablei se recomandă pentru K_1 : la $g \text{ mm} = 0,3-1$, $K_1 = 25-100$; $g \text{ mm} = 1 \dots 3$, $K_1 = 8-30$.

2. Determinarea unei relații pentru calcularea diametrului nucleului dn .

Din datele obținute experimental pentru dn la cele patru tipuri de îmbinări (2, 1) se recomandă relația în cazul Al 99,5% la diferitele grosimi de tablă de la $0,5 < g > 1$, următoarea relație de bază în care se recomandă valorile pentru K_2 .

$$dn \text{ AL} \leq k_2 \sqrt{g} \quad [\text{mm}] \text{ pentru}$$

$$\begin{aligned}
 g < 0,5 & - K_2 = 3,45; \\
 0,5 \leq g \leq 1,0 & \cdot K_2 = 3,2; \\
 g > 1 & - K_2 = 2,4.
 \end{aligned}$$


3. Relații de calcul ale forței admisibile pe punct (nucleu).

Se determină expresiile pentru care se consideră valorile de solicitare prin forfecare și la presiunea interfață.

În urma datelor obținute din încercările efectuate se stabilește expresia pentru forța admisibilă pe punct (nucleu) în cazul aluminiului Al 99,5% în funcție de grosimea minimă a tablei sudate (g).

$$F_{adm} f_{AL} = K_3 g [\text{daN}],$$

$$\begin{aligned}
 \text{la: } g < 0,5 \text{ mm} & - F_{adm. f. Al} \approx 55 \text{ g}; \\
 g \geq 1 \text{ mm} & - F_{adm. f. Al} \approx 30 \text{ g}.
 \end{aligned}$$


Presiunea interfață, în cazul sudării a două table, avînd o singură secțiune de forfecare, s-a determinat pe baza încercărilor și a rezultatelor obținute, relațiile de stabilire a expresiei finale:

$$F_{adm} \text{ pres AL} = K_4 \sqrt[3]{g^3} [\text{daN}]$$

pentru table $g \leq 0,5 \text{ mm}$:

$$F_{adm} \text{ pres AL} \approx 68,5 \sqrt[3]{g^3}$$

la table $g \geq 1 \text{ mm}$:

$$F_{adm} \text{ pres AL} \approx 38,5 \sqrt[3]{g^3}$$

La stabilirea acestor relații se ține seama de influența proceselor metalurgice și fizice care influențează formarea nucleului.

Datele indicate s-au adoptat pe baza rezultatelor statistice ale experiențelor efectuate. Coeficientul de siguranță care a servit la stabilirea expresiei finale pentru calculele forței admisibile la solicitările de forfecare și la presiune interfață a fost stabilit tot pe baza rezultatelor experimentale.

Se consideră că acest coeficient de siguranță la forfecare și la presiune interfață să fie de 1,25. Atunci rezultă pentru expresiile care se recomandă la aplicarea pentru Al 99,5% în cazul forfecării:

$$\begin{aligned}
 g \leq 0,5 & F_{adm} f_{Al} = (48 \dots 50) \text{ g}; \\
 g \geq 1,0 & - F_{adm} f_{Al} = (25 \dots 27) \text{ g};
 \end{aligned}$$


$g [\text{mm}], F_{adm} f. Al. [\text{daN}],$

unde g este grosimea tablei minime.

În cazul presiunii interfață la o îmbinare cu o singură secțiune de forfecare, care este cazul general în construcții:

g [mm], $F_{adm. \text{ pres. Al}}$ [daN],

$$g \leq 0,5 F_{adm. \text{ pres. Al}} = 50 \sqrt{g^3} \quad \uparrow$$

$$g \geq 1 F_{adm. \text{ pres. Al}} = 35 \sqrt{g^3} \quad \leftarrow$$

Aceste relații date se referă la cazul solicitărilor statice pentru că materialul experimentat nu este indicat pentru construcții solicitate dinamic.

Pe baza datelor indicate pentru obținerea punctelor de îmbinare în diferite sisteme de îmbinare arătate a tablelor de Al 99,5% de grosime diferită, se dau posibilitățile pentru dimensionarea și realizarea corespunzătoare a îmbinării sudate electric prin presiune.

Bibliografie

- [1]. IONESCU, I. GH., COSTESCU, DOINA, SCOROBETIU, L.: *Asupra sudabilității metalurgice și tehnologice a aluminiului românesc 99,5%*. Baza de cercetări tehnice a Academiei Timișoara, 1969.
- [2]. IONESCU, I. GH., COSTESCU, DOINA, SCOROBETIU, L., POPOVICI, V.: *Încercări pentru determinarea parametrilor tehnologici de sudare a aluminiului 99,5% la sudarea electrică prin presiune*. Buletinul Institutului politehnic din Brașov, vol. XIII, A, 1971.
- [3]. JEAN, NEGRE: *Le soudage électrique par resistance*. Ed. a III-a. Publications de la soudure automatique, Paris, 1959.
- [4]. G. E. LHEUREUX, E. I. BELOTTE: *Le soudage par resistance*. Dunod Paris, 1965.
- [5]. A. ERKER, H. W. HERMSEN, A. STOLL: *Gestaltung und Berechnung von Schweisskonstruktionen*. D.V.S. Düsseldorf, 1959.

CERCETĂRI PRIVIND VARIAȚIA REZISTENȚEI ELECTRICE A MIEZULUI ELECTROLIZILOR TUBULARI PENTRU SUDARE

L. SCOROBETIU

La sudarea cu electrod tubular viteza de topire a miezului de pulbere este influențată de rezistența electrică și conductivitatea sa termică.

În lucrare s-a prezentat modul în care au fost determinate valorile rezistențelor electrice ale pulberilor de feroaliaje cu granulație între 0,3 și 0,06 mm la grade de presare cuprinse între 4 și 135 daN/cm² și s-au trasat diagramele de variație.

Din aceste diagrame se trag concluzii asupra gradului de presare optim peste care variația rezistenței electrice este minimă.

Der elektrische Widerstand der Pulverfüllung der Fülldrahtelektroden ist verschieden je nach der Feinheit der Teilchen, dem Verdichtungsgrad und deren Beschaffenheit.

In der Arbeit wird die Art und Weise dargestellt, wie die Werte der elektrischen Widerstände der Pulver aus Eisenlegierungen mit einer Feinkörnigkeit zwischen 0,3 und 0,06 mm bei Verdichtungsgraden von 4 bis 135 daN/cm² bestimmt wurden.

Die für die Versuche gebrauchten Modelle haben gleiche Abmessungen und zwar einen Durchmesser von 5 mm und eine Länge von 4 mm.

Aus den erhaltenen Schaubildern für die verschiedenen untersuchten Eisenlegierungen sowie auch für eine Mischung von Pulvern, die zur Füllung einer Fülldrahtelektrode zum Schweißen von Matrizenstahl mit 8,5% W bestimmt ist, können Schlussfolgerungen über den Grenzverdichtungsgrad gezogen werden, bei dessen Übersteigen die Veränderlichkeit des elektrischen Widerstandes klein ist.

1. *Sudarea cu electrod tubular* este un procedeu des folosit la realizarea îmbinărilor sudate cît și la încărcarea suprafețelor cu aliaje avînd proprietăți speciale.

Folosirea acestui procedeu pe o scară tot mai largă se impune, datorită avantajelor pe care le prezintă față de celelalte procedee de sudare cu arc electric.

În cazul sudării cu electrod tubular, productivitatea muncii este mult mai mare decît în cazul sudării manuale, deoarece sudarea se realizează automat sau semiautomat.

Față de sudarea automată sub flux, la care volumul fluxului topit variază mult în funcție de tensiunea variabilă a arcului electric, în cazul

sudării cu electrod tubular, datorită cantității constante de pulbere topită, se asigură o aliere constantă în spațiul arcului electric, care determină omogenitatea proprietăților metalului depus.

Sudarea cu electrod tubular este avantajoasă și față de sudarea M.I.G. cu sîrmă din oțel aliat, deoarece electrodui tubular nu prezintă dificultăți de fabricație față de trefilarea unei sîrme înalt aliate.

Procedeul de sudare cu electrod tubular prezintă însă și unele dezavantaje față de celelalte procedee, dintre care pot fi amintite următoarele:

- Unele tipuri de electrozi tubulari (mai cu seamă cei cu diametrul redus) necesită utilaje specializate pentru sudură.

- Realizarea electrozilor tubulari subțiri (cu diametrul mai mic de 3 mm) este dificilă.

- Topirea capătului electrodului tubular este neuniformă și anume mantaua metalică se topește înaintea miezului de pulbere [1], ceea ce produce o împrăștiere a fluxului de căldură, o micșorare a stabilității arcului și o creștere a cantității de gaze ($N_2 + O_2$) din cusătură.

Se constată că topirea neuniformă a capătului electrodului produce dificultăți la sudarea cu electrod tubular, motiv pentru care cercetarea factorilor care influențează viteza de topire a diferitelor zone din electrod prezintă un interes deosebit. Se pot aminti următorii factori care influențează procesul de topire al capătului electrodului datorită arcului electric:

- forma constructivă a electrodului tubular [2], respectiv coeficientul de complexitate al învelișului metalic [3];

- parametrii regimului de sudare (intensitatea curentului, tensiunea arcului, viteza de sudare, viteza de avans a sîrmei, lungimea liberă a electrodului, debitul și natura gazului folosit);

- natura, granulația și forma particulelor miezului de pulbere, precum și gradul de îndesare a lor în interiorul mantalei metalice.

La fabricarea electrozilor tubulari se constată de multe ori că gradul de presare al pulberilor este neomogen pe diferitele porțiuni de electrod, provocînd variații ale rezistenței electrice și a conductivității termice a electrodului.

Datorită acestor variații, viteza de topire a electrodului nu este constantă și se pot produce perturbații ale proceselor metalurgice în timpul sudării.

În cele ce urmează este tratată problema variației rezistenței electrice a diferitelor pulberi de feroaliaje, sau amestecuri de pulberi folosite la fabricația electrozilor tubulari pentru sudură, pentru a se determina gradul de presare optim.

2. Măsurarea rezistenței electrice a pulberilor de feroaliaje.

2.1. Particularitățile rezistenței electrice a pulberilor.

Rezistența electrică a materialelor pulverulente poate fi considerată ca o sumă de rezistențe ale particulelor de pulbere și o sumă de

rezistențe de contact între particule. La măsurarea experimentală a acestor valori mai intervin în plus rezistențele de contact dintre conductorii necesari conexiunilor electrice și pulbere. Datorită secțiunilor mari ale acestor conductori se poate neglija rezistența proprie a lor.

În acest caz relația matematică prin care se exprimă rezistența electrică măsurată are următoarea formă:

$$R = \sum R_{pi} + \sum R_{ci} + 2 R_c,$$

în care: R_p este rezistența ohmică a particulelor de pulbere; R_c — rezistența de contact între particulele de pulbere; R_e — rezistența de contact între particule și conductorii conexiunilor electrice.

Rezistența R_p se poate considera dependentă de natura materialului pulberii și de temperatură, și independentă față de gradul de presare al pulberii. Rezistențele R_c și R_e depind de numărul și mărimea suprafețelor de contact și de presiunea specifică, deci sînt direct influențate de forma și dimensiunile particulelor de pulbere cît și de gradul de presare al pulberii.

Plasticitatea materialului pulverulent este de asemenea un factor important care influențează rezistențele R_c și R_e . Astfel, dacă particulele au plasticitate mare, rezistențele de contact scad la creșterea gradului de presare. În cazul particulelor de pulbere friabile, la valori ale gradului de presare la care particulele se fragmentează, rezistența de contact își modifică legea de variație. Aceasta se datorește creșterii numărului suprafețelor de contact dintre particulele de pulbere.

Deoarece sub acțiunea unor forțe exterioare materialele pulverulente nu prezintă un grad de presare uniform, determinările au fost executate pe eşantioane de mică înălțime (4 mm) la care variația gradului de presare în secțiune este redusă.

Datorită compresibilității materialelor pulverulente, modificările înălțimii eşantioanelor, odată cu creșterea gradului de presare, au fost înregistrate cu ajutorul comparatorului, pentru aplicarea corecțiilor necesare. Variația maximă a înălțimii de 4 mm a eşantioanelor de pulbere a fost de 0,31 mm în cazul gradului de presare $p = 135 \text{ daN/cm}^2$.

Pentru obținerea rezultatelor comparabile, toate determinările au fost efectuate pe eşantioane egale ca dimensiuni.

2.2. Aparatura folosită pentru măsurarea rezistenței electrice a pulberilor.

Ținînd seama de valorile mici ale rezistențelor electrice și de precizia mare impusă măsurătorilor, determinările s-au efectuat cu ajutorul punții duble Thomson VEB Messtechnik Mellenbach, folosind precizia de măsurare $0,001 \Omega$.

Realizarea eşantioanelor din diferite pulberi de feroaliaje la grade de presare variabile ($4\text{--}135 \text{ daN/cm}^2$) s-a realizat cu ajutorul dispozitivului din figura 1. Dispozitivul este format din placa izolatoare 1 în care este practicat un orificiu în care se introduce pulberea cercetată 2.

Contactul electric inferior se realizează prin placa metalică 3 așezată pe suportul izolator 4. Contactul electric superior se realizează prin tija 5, care are în același timp și rolul de a asigura grade de presare diferite ale pulberii. Forța variabilă F se realizează printr-un sistem de pârghii cu ajutorul unor contragreutăți. Deformația eșantionului de pulbere sub acțiunea forței F se măsoară cu ajutorul comparatorului 6. Măsurarea rezistenței electrice a pulberii cercetate se face prin conectarea bornelor a—b la puterea dublă Thomson.

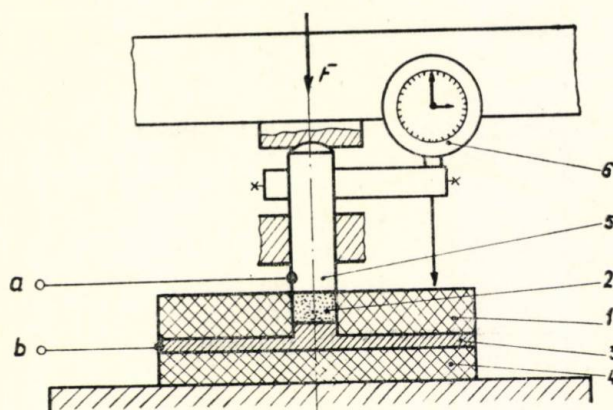


Fig. 1

Rezultatele experimentale

Au fost determinate rezistențele electrice ale următoarelor pulberi de feroaliaje folosite la fabricația electrozilor tubulari:

— feromangan cu 93% Mn granulația 0,3—0,2—0,06 mm, figura 2;

— feromangan

cu 75% Mn granulația 0,3—0,2—0,06 mm, figura 3;

— feromolibden cu 60% Mo granulația 0,3—0,2—0,06 mm, figura 4;

— ferotitan cu 31% Ti granulația 0,3—0,2—0,06 mm, figura 5;

— ferovanadiu cu 30% V granulația 0,3—0,2—0,06 mm, figura 6;

— ferowolfram cu 70% W granulația 0,3—0,06 mm, figura 7;

— ferocrom cu 70% Cr granulația 0,3—0,2—0,06 mm, figura 8;

— ferosiliciu cu 75% Si granulația 0,3—0,06 mm, figura 9.

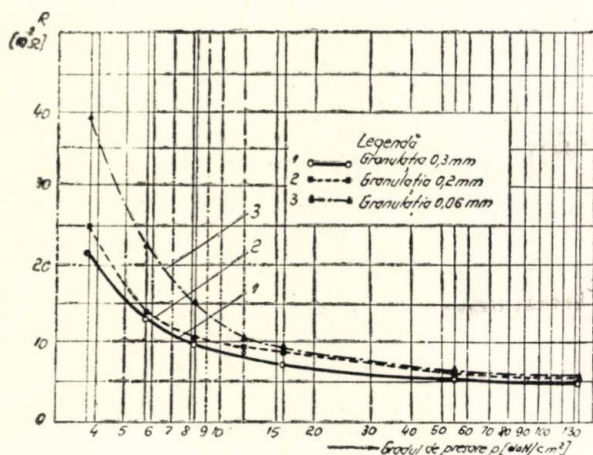


Fig. 2

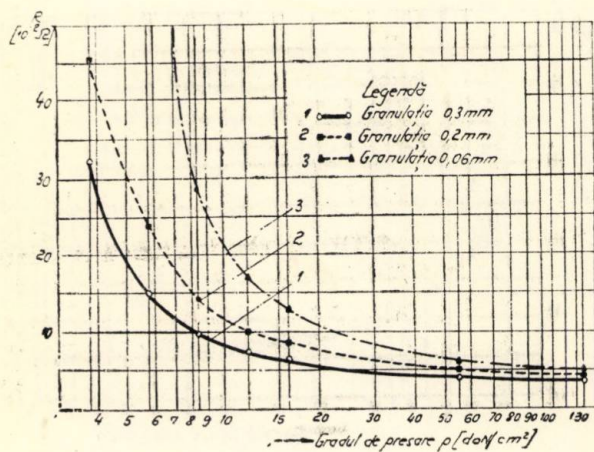


Fig. 3

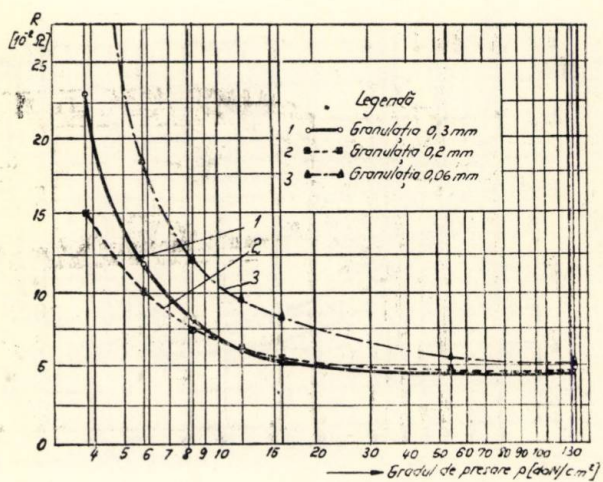


Fig. 4.

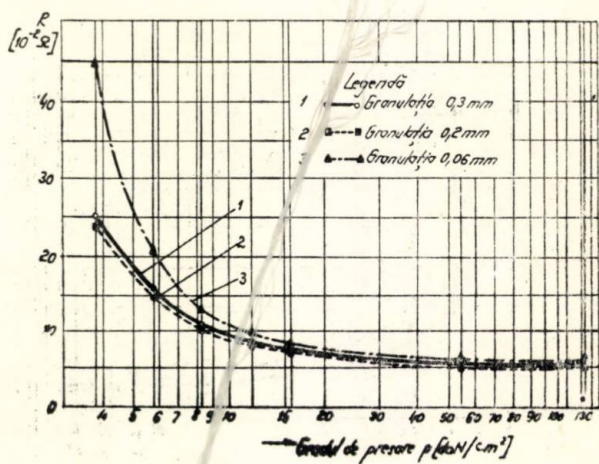


Fig. 5.

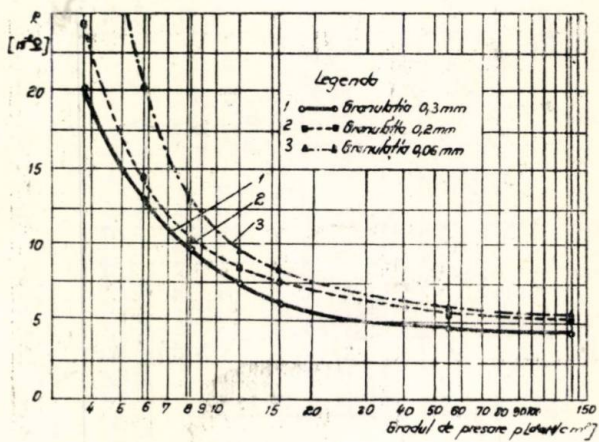


Fig. 6.

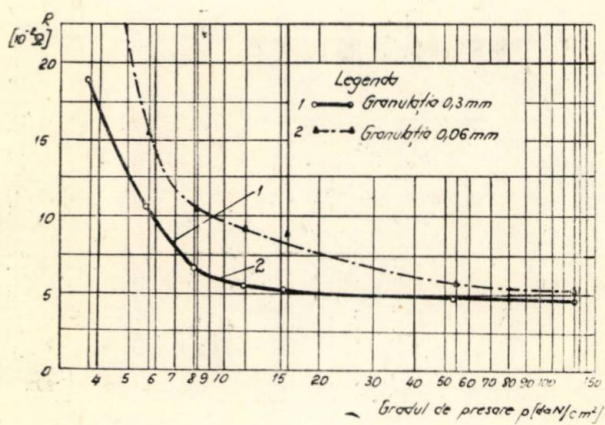


Fig. 7

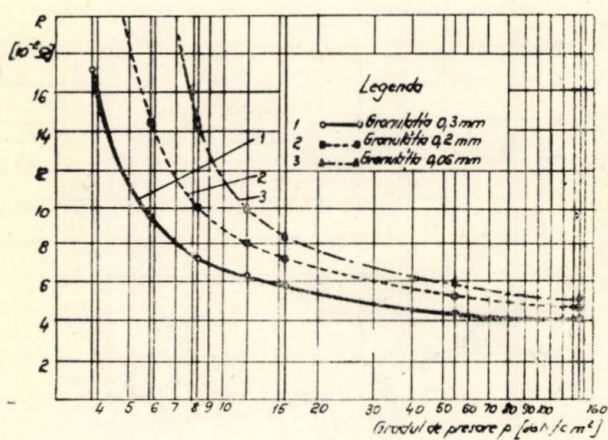


Fig. 8

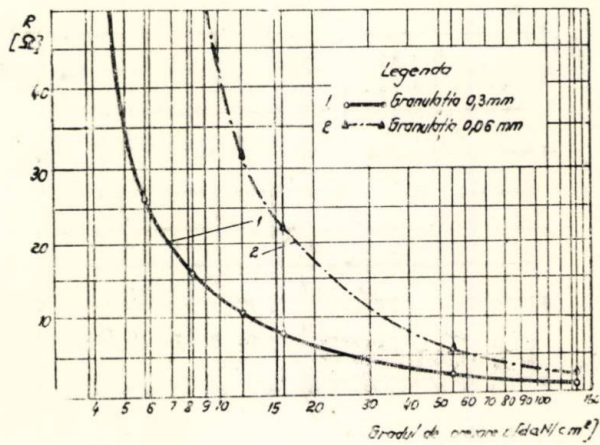


Fig. 9.

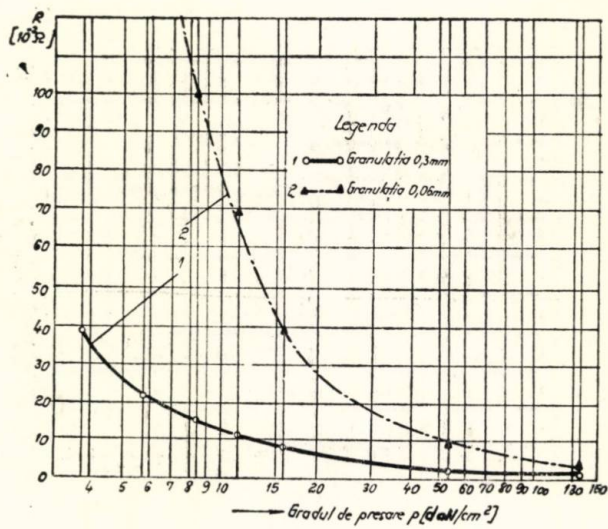


Fig. 10.

De asemenea, au mai fost determinate rezistențele electrice ale amestecului de pulberi folosit la electrodul tubular pentru încărcarea matrițelor din oțel VCW 85 — STAS 3611-66.

Amestecurile de pulberi cercetate cu granulațiile 0,3 și 0,06 mm au următoarele componente date în procente de greutate:

Ferocrom cu 70% Cr	13,45%
Ferovanadiu cu 30% V	3,45%
Ferowolfram cu 10% W	42,70%
Feromangan 75%	5,70%
Grafit pulbere	0,65%
Fier pulbere	27,32%
Florură de calciu	6,73%
Total:	100,00%

Rezultatele cercetării acestui amestec de pulberi sînt date în figura 10.

Concluzii

1. Rezistența electrică a eșantioanelor formate din pulberi de feroaliaje prezintă variații mari ale valorilor în domeniul gradelor de presare de 4—15 daN/cm².

La grade de presare mai mari de aproximativ 15 daN/cm² rezistența electrică depinde într-o măsură mai mică de gradul de presare.

2. Valorile rezistențelor electrice ale eșantioanelor formate din pulberi de feroaliaje sînt apropiate ca ordin de mărime. Excepție prezintă eșantioanele formate din pulbere de ferosiliciu a cărei rezistență electrică este mult mai mare (2—50 Ω) față de celelalte aliaje.

3. Diferențele dintre rezistențele electrice ale eșantioanelor formate din pulberi de diferite granulații scad odată cu mărirea gradului de presare. Cele mai mari diferențe între rezistențele electrice se obțin pentru gradele de presare mici (4 daN/cm²).

Bibliografie

- [1]. R. O. REIN, B. A. SMIRNOV: *O nagreve poroșcовой provoloki pri svarke*. Svarocinoe proizvodstvo, nr. 2/1971, p. 32—33.
- [2]. G. E. CLAUSSEN: *Schutzgasschweißen mit flussmittelgefüllten Drähten unter Kohlendioxyd*. Schweißen und Schneiden Fortschritte in den Grundlagen und in der Anwendung. Deutscher Verlag für Schweisstechnik (DVS) GMBH Düsseldorf 1966. p. 70—75.
- [3]. S. H. AZIZOVA, K. V. LIALIN: *Issledovanie proțessa plavleniia i perenosa electrodnago metalla pri svarke poroșcовой provoloci*. Svarocinoe proizvodstvo, nr. 8/1969. p. 8—10.

INFLUENȚA ÎNCĂLZIRII LA 150°C ASUPRA STABILITĂȚII DIMENSIONALE ȘI OVALITĂȚII INELELOR DE RULMENȚI DIN OȚEL RUL 1, SUPUSE UNOR REGIMURI DIFERITE DE TRATAMENT TERMIC

P. TUDORAN, V. FITERĂU, E. APETREI, FL. GRIGORESCU, C. FOTESCU

În cadrul lucrării se cercetează variațiile dimensionale și ovalitățile ce apar în urma încălzirii în exploatare la 150°C a inelelor de rulmenți din oțel Rul 1, tratate după diferite regimuri de tratament termic.

Se stabilesc astfel regimurile optime de tratament termic în urma cărora variațiile dimensionale și ovalitățile ce apar în urma încălzirii la 150°C devin minime.

В производстве шарикоподшипников, размерная устойчивость — очень важный вопрос. И это потому что изменение размеров во время эксплуатации может привести к растроям и даже к аварийным случаям в машинах или в установках снабженных шарикоподшипниками.

Изменения размеров могут появляться как при комнатной температуре так и, чаще всего, при нагреве стали во время эксплуатации.

Имея ввиду вышеуказанное, в данной работе были исследованы размерные изменения и овалности, появляющиеся после нагрева на 150° Ц в кольцах с внешним диаметром в 90 мм, изгото-

вленных из стали Rul 1 и термически обработанных по разным режимам термической обработки.

Из полученных данных вытекает что наилучшие результаты, в направлении получения наименьших размерных изменений были получены в кольцах термически обработанных по режиму, состоящего из двойной заковки с отпуском для снятия внутренних напряжений, между операциями заковки и обработки холодом при —60° Ц в течение одного часа.

Наименьшие овалности были получены в кольцах, подвергаемых вышеуказанному режиму термической обработки и в кольцах, которые были обработаны по режиму состоящего из двойной заковки с отпуском между заковками и стабилизацией в холодной воде (10° Ц) в течение часа.

Исследуя влияние старения при 155° Ц в течение 5 часов, осуществляемого между операциями обдирочной шлифовки и тонкой шлифовки, было установлено что эта операция термической обработки не имеет значительного влияния на размерную стабильность при нагреве на 150° Ц экспериментируемых шарикоподшипниковых колец.

1. Introducere

La tratamentul termic al oțelului de rulmenți apar unele probleme specifice legate în special de stabilitatea structurală și dimensională în timpul exploatații.

Modificarea dimensiunilor în timpul exploatării poate duce la dereglări și chiar avarii ale mașinilor sau instalațiilor prevăzute cu rulmenți și din cauza aceasta se urmărește preîntâmpinarea ei.

Variațiile dimensionale pot să apară la temperatura ordinară, dar cele mai importante dintre ele apar în condițiile încălzirii oțelului.

Așa cum rezultă și din alte cercetări [2—4] regimul de tratament termic aplicat oțelului de rulmenți influențează în mare măsură valoarea acestor variații dimensionale.

2. Scopul lucrării

Avînd în vedere cele de mai sus, în cadrul prezentei lucrări a fost urmărită influența diferitelor regimuri de tratament termic asupra variațiilor dimensionale ce apar în inelele de rulmenți cu diametrul exterior de 90 mm, în condițiile încălzirii lor în exploatare la temperatura de 150°C.

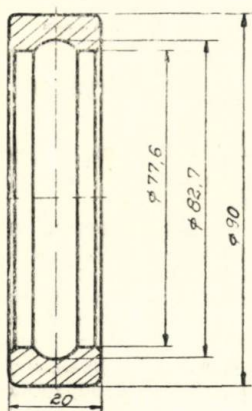


Fig. 1

3. Metodica de cercetare

Pentru cercetarea problemelor enunțate mai sus, din aceeași șarjă de oțel au fost pregătite loturi de câte 20 de bucăți inele exterioare cu diametrul exterior $D = 90$ mm. Schița cu dimensiunile tipului de inel experimentat este dată în figura 1.

Microstructura inelelor înainte de tratamentul termic final a fost formată din perlită fină.

Toate loturile au parcurs aceeași tehnologie pînă la operația de tratament termic final.

În continuare diferitele loturi au fost supuse unor regimuri diferite de tratament termic final.

Descrierea acestor regimuri diferite de tratament termic final este dată în tabelul 1.

Regimurile de tratament termic final aplicate loturilor de inele de rulmenți cu $D_E = 90$ mm

Indicativul regim.	CĂLIREA		Operații intermediare între călire și revenire	REVENIREA	
	Temp. de încălzire, °C	Temp. uleiului de răcire, °C		Temp. de încălzire la revenire, °C	Durata de menținere, h
1	2	3	4	5	6
1	845	60	Stabilizare în apă rece la 10°C timp de 1 h.	150	3
2	845	80		Idem	Idem
3	845	120		Idem	Idem

1	2	3	4	5	6
4	<i>Călire dublă cu detensionare intermediară</i> <i>Călirea I-a:</i> 960 90 <i>Detensionare</i> la 400° C timp de 1 h 15' <i>Călirea a II-a:</i> 845 120		Stabilizare în apă rece la 10° C timp de 1 h după călire a II-a	Idem	Idem
5	Idem ca la regimul 4		Călire sub 0° la -60° C timp de 1 h	Idem	Idem

După tratamentul termic final lotul s-a împărțit în două grupe parcurgînd mai departe tehnologii diferite, respectiv grupa A a parcurs operațiile de rectificare eboș, îmbătrînire 5 ore la 155°, rectificare finită și măsurarea diametrului exterior, iar grupa B operațiile de rectificare completă și măsurarea diametrului exterior.

În continuare ambele grupe au parcurs aceeași operație, respectiv încălzirea la 150° timp de 5 ore, după care s-a măsurat din nou diametrul exterior.

3.1. Determinarea variației dimensionale

Pentru determinarea variației dimensionale V_d s-a procedat în felul următor: s-a determinat pentru fiecare inel în parte abaterea maximă ($\delta D_{E \max}$) și minimă ($\delta D_{E \min}$) a diametrului exterior D_E de la valoarea etalon. Făcîndu-se media acestor abateri a fost obținută abaterea medie de la valoarea etalon a diametrului exterior al inelului respectiv, adică $\delta D_{E \text{ inel}}$. Prin urmare:

$$\delta D_{E \text{ inel}} = \frac{\delta D_{E \text{ inel}} + \delta D_{E \min}}{2}.$$

Media aritmetică a abaterilor celor 10 inele din grupă a dat abaterea medie de la diametrul etalon pentru întreaga grupă. Valoarea aceasta a fost notată cu $\delta D_{E \text{ grupă}}$. Așa dar:

$$\delta D_{E \text{ grupă}} = \frac{\delta D_{E \text{ inel } 1} + \delta D_{E \text{ inel } 2} + \dots + \delta D_{E \text{ inel } 10}}{10}.$$

Valoarea $\delta D_{E \text{ grupă}}$ a fost determinată pentru toate loturile de inele atît înainte de încălzirea la 150° cît și după încălzirea la 150°. Diferența între aceste valori o reprezintă variația dimensională notată cu V_d . Adică:

$V_d = \delta D_{E \text{ grupă}}$ după încălzire la 150° — $\delta D_{E \text{ grupă}}$ înainte de încălzire la 150°C .

Variația dimensională V_d a fost determinată în acest fel pentru cele 5 regimuri de tratament termic final aplicat.

3.2. Determinarea ovalității.

Determinarea ovalității (Ov) s-a efectuat după următoarea metodă.

A fost determinată la fiecare inel în parte, înainte de încălzire și după încălzire, diferența între abaterea maximă $\delta D_{E \text{ max}}$ a diametrului exterior. Această diferență dă ovalitatea inelului $\Delta D_{E \text{ inel}}$. Respectiv:

$$\Delta D_{E \text{ inel}} = \delta D_{E \text{ max}} - \delta D_{E \text{ min}}.$$

Diferența între ovalitatea înainte de încălzirea la 150°C și ovalitatea după încălzire reprezintă ovalitatea apărută în urma încălzirii notată cu $Ov_{\text{inel la inc}}$. Așa dar:

$Ov_{\text{inel la inc}} = \Delta D_{E \text{ inel}}$ înainte de încălzire —
— $\Delta D_{E \text{ inel}}$ după încălzire.

Din calculul mediei aritmetice ale Ov_{inel} la cele 10 inele din grupă a rezultat ovalitatea medie pe grupă respectiv:

$$Ov_{\text{grupă}} = \frac{Ov_{\text{inel 1}} + Ov_{\text{inel 2}} + \dots + Ov_{\text{inel 10}}}{10}$$

4. Rezultatele obținute

Rezultatele măsurătorilor sînt sintetizate în diagramele din figurile 2 și 3.

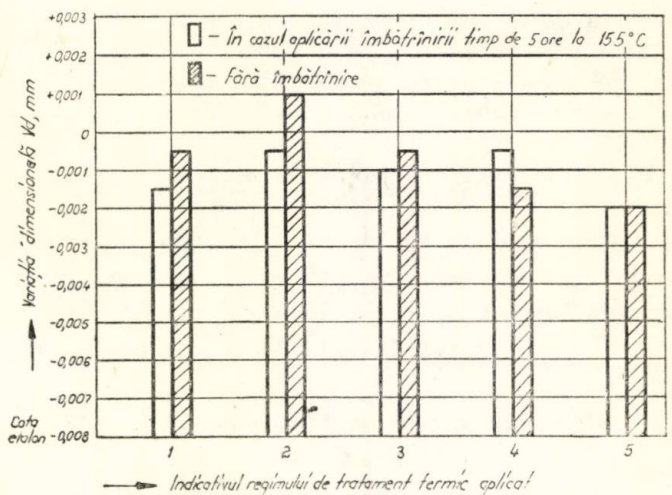


Fig. 2

În diagrama din figura 2 este pusă în evidență influența regimului de tratament termic asupra variației dimensionale la încălzirea inelelor de rulmenți la temperatura de 150°C în cazul cînd s-a aplicat după rec-tificare, o îmbătrînire la 155°C timp de 5 ore și pentru cazul cînd nu s-a aplicat o astfel de îmbătrînire.

Așa după cum se vede din această diagramă variațiile dimensio-nale cele mai reduse la încălzirea la 150° se obțin în cazul aplicării regi-mului de tratament în cadrul căreia s-a efectuat o călire dublă cu de-tensionare intermediară și o călire sub 0°C . Variațiile dimensionale cele mai mari se obțin în cazul aplicării regimului 2 de tratament termic, la care temperatura uleiului de răcire a fost de 80°C .

În ceea ce privește influența pe care o are îmbătrînirea la 155° timp de 5 ore asupra variațiilor dimensionale ce apar după încălzire, se poate arăta că efectul ei pozitiv se manifestă doar în cazul aplicării regi-murilor 1, 2 și 3, mai pronunțat în cazul aplicării regimului 2, cînd se constată că inelele care au fost supuse acestei îmbătrîniri dau variații dimensionale mai reduse în urma încălzirii la 150° în comparație cu ine-lele care nu au parcurs această îmbătrînire.

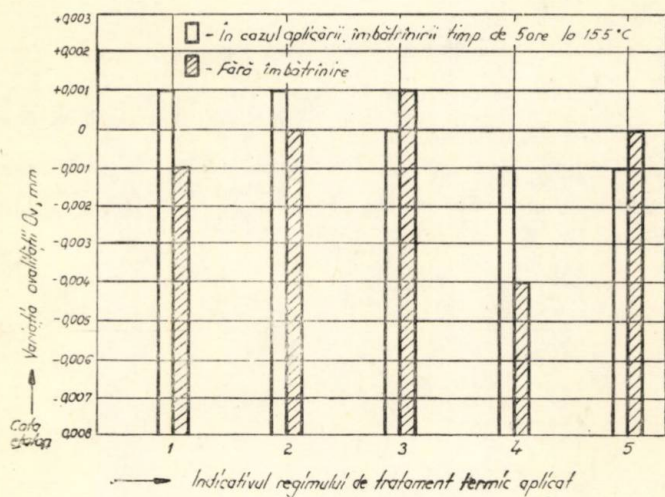


Fig. 3

În cazul aplicării regimului 4 și 5 cu călire dublă, avantajul îmbă-trînirii în direcția reducerii variațiilor dimensionale ce apar după încăl-zire nu mai iese în evidență.

În diagrama din figura 3 sînt prezentate rezultatele privind in-fluența regimului de tratament termic asupra ovalităților ce apar în urma încălzirii în exploatare la temperatura de 150° a inelelor de rulmenți.

Așa după cum se vede din această diagramă ovalitățile cele mai reduse în urma încălzirii la 150°C apar în urma aplicării regimurilor 4 și 5 de tratament termic.

În ceea ce privește influența îmbătrînirii, din datele din figura 3, rezultă că ea nu oferă avantaje substanțiale în ceea ce privește reducerea ovalității apărute în urma încălzirii. La regimurile 1, 2 și 4 ovalitățile au fost mai mari în cazul aplicării îmbătrînirii decît în cazul cînd nu s-a aplicat îmbătrînirea.

Concluzii

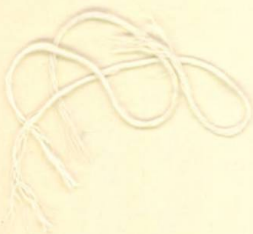
1. Analizîndu-se influența diferitelor regimuri de tratament termic asupra stabilității dimensionale la încălzirea la 150° , timp de 5 h a inelelor de rulmenți de diametrul exterior $D = 90$ mm, din oțel Rul 1 s-a constatat că rezultatele cele mai bune se obțin la aplicarea regimurilor 4 și 5.

2. Cercetîndu-se influența unei îmbătrîniri la 155°C timp de 5 h efectuate între operațiile de rectificare eboș și rectificare finită, s-a constatat că această operație de tratament termic nu are influență deosebită asupra stabilității dimensionale la încălzirea inelelor de rulmenți experimentate.

Bibliografie

- | | |
|--|---|
| [1]. BOHUŠ, O.: <i>Cercetări metalurgice</i> .
Nr. 9, 1967, p. 439. | [3]. RIEDEL, J. Y.: <i>Metal Progress</i> .
V. 88, nr. 3, 1965, p. 79—80. |
| [2]. GULIAEV, A. P., ZELBET, B. M.:
<i>Metalovedenie i termiceskaia obrabotka metallov</i> . Nr. 9, 1957, p. 31 | [4]. KRAUS, V.: <i>Materialovy sbornik Tepelně Zpracovani</i> . Statni Vyzkymny Ustav Materialy, Praga, 1964. |

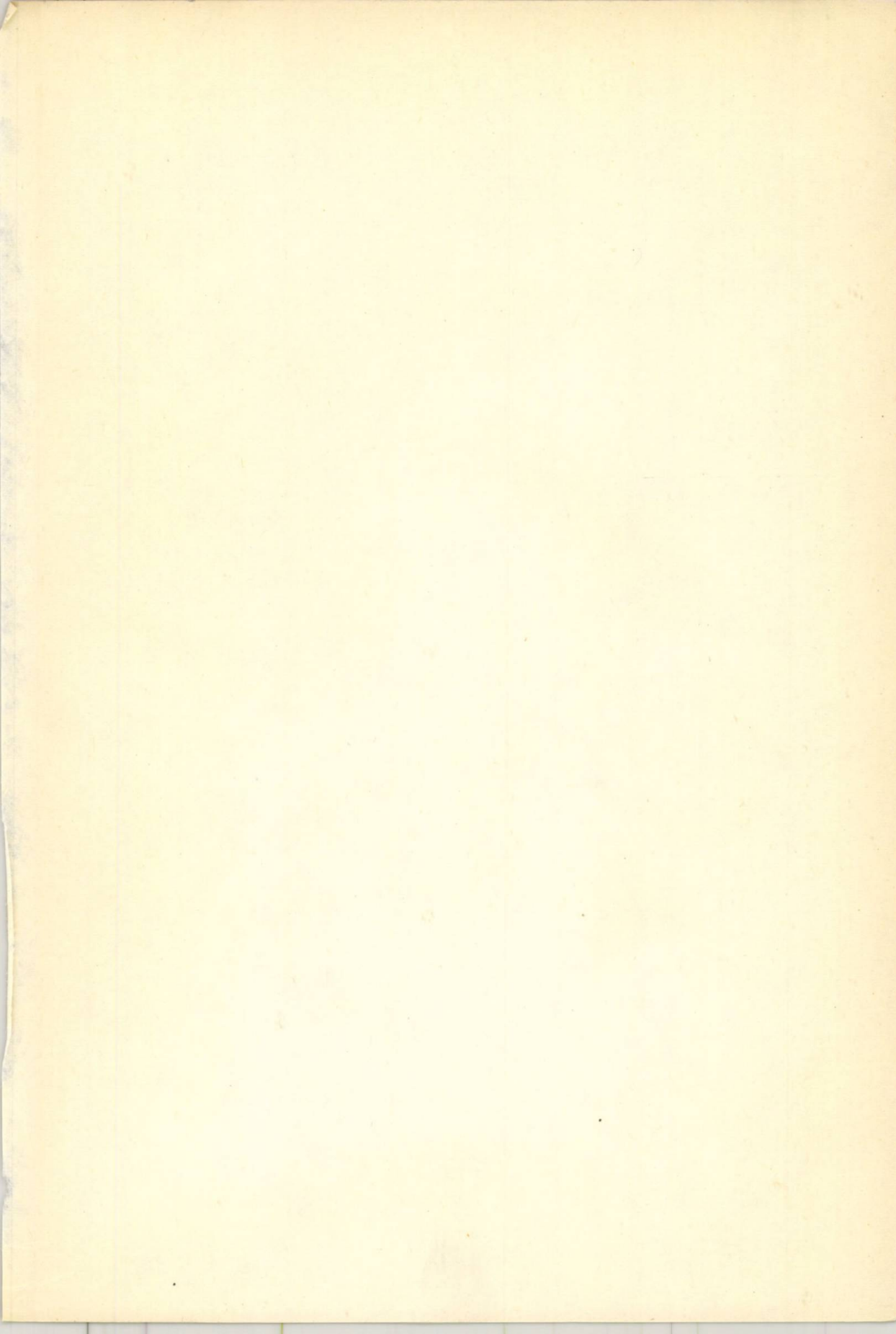




Tehnoredactarea : CIPRIAN TOMȘA
Corectura : ȘT. OLARU, V. RADU

Hirtie ve'ină de 80 g/m². Format : 16/70×100. Coli editoriale:
60. Coli tipar : 33+168 pagini anexe. Apărut : 1972.

Tiparul executat de Întreprinderea poligrafică Brașov, sub
comanda nr. 1092



C.T.C. 16

40.819